

Projecto de uma Furadora

Braga e Barbosa, Lda.

Ricardo Filipe Sotto-Mayor Correia

Relatório do Projecto Final do MIEM

Orientador na Empresa: Eng. Tomás Barbosa de Oliveira

Orientadores na FEUP: Profs. Luís Andrade Ferreira e Paulo Tavares de Castro



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2009

Resumo

Neste relatório é apresentado o trabalho sobre o projecto de um novo modelo de furadora, com a designação FKV, em que o mecanismo de transmissão de potência é realizado através de polias e correias dentadas. Este projecto tem como intuito ser desenvolvido um protótipo da máquina, para futuramente ser posto em comercialização.

A parte de projecto consiste no dimensionamento dos vários componentes mecânicos, desde veios, polias, correias, motor, rolamentos, entre outros. Cada escolha efectuada é justificada, através de diversos cálculos que permitem garantir o correcto funcionamento da máquina. O dimensionamento é baseado em parâmetros de corte (velocidades, forças) que são necessários tendo em conta o tipo de furação a executar (diâmetro do furo, tipo de material).

Existem vários tipos de máquinas de furar produzidas pela empresa onde decorreu o estágio. O novo modelo distingue-se da maioria por ter um variador electrónico de velocidade que controla o motor e pelo sistema de transmissão por correias (em detrimento das engrenagens). Foram projectados, um conjunto de opcionais, que conciliam a mecânica, que até aqui era dominante no mercado das furadoras, com a electrónica. O principal opcional consiste num mecanismo de avanço electrónico, que substitui o avanço manual “típico” ou o avanço mecânico. Este último exige um trem de engrenagens complexo (vários sem fins e rodas coroas), dispendioso e que retira potência ao motor principal. O sistema electrónico garante também uma maior precisão na selecção da velocidade de avanço pretendida, visto que, o avanço manual não permite uma velocidade constante de descida da árvore e o avanço mecânico está limitado a três velocidades. Existirá um sistema de interruptores de fim de curso, que vem de série na opção com avanço electrónico), que permite executar as funções pretendidas (furar e roscar) de forma automática. Tem ainda a vantagem de limitar o fim de curso da manga, não permitindo danos físicos no sistema de avanço. Outros opcionais dimensionados, foram os mecanismos electrónicos de subida do cabeçote e da mesa, em que no segundo caso, considero de grande interesse comercial, visto facilitar significativamente a elevação da mesa, que é uma constante no uso deste tipo de mecanismo. Por fim, há um mecanismo de mudança de gama, constituído por duas embraiagens electromagnéticas, que permite substituir o sistema mecânico. Tem como grandes vantagens, uma maior suavidade e facilidade de utilização, permitindo a mudança de gama com o motor em funcionamento.

Existe um conjunto de desenhos 2D da máquina e de todos os mecanismos, com a descrição de todas as peças que constituem a furadora. Para além dos desenhos, existe um ficheiro em SolidWorks (3D) do protótipo da máquina FKV.

Abstract

This report presents the design of a new drilling machine using tooth belt drives, named FKV. This work is a first step towards building a prototype of the new machine that will be commercialized in the future.

The work included the design of the mechanical components, as shafts, sprockets, belts, motor, and keys. The design decisions for the machine components are justified by adequate models and calculations, seeking to guarantee the correct performance of the machine. The design is based upon cutting speeds and forces required for the different foreseen applications (diameters, materials, etc.).

The company where the project took place produces several different types of drilling machines. This new model presents substantial differences, consisting of a frequency inverter connected to the motor, and the power transmission based upon tooth belts. The last point implies a lower number of gears used in the new machine. The basic structural solutions are similar to those of existing models. Nevertheless there are several optional features, seeking to incorporate in the new machine some electronic devices. In particular, an electronic feed device may be used instead of the traditional manual or the mechanical solutions. The mechanical feed device requires an expensive gear train, including several worm gears, a costly solution also in terms of efficiency. It should be noted that the electronic feed system guarantees greater precision concerning feed speed. Obviously the manual feed is inherently non-constant, and the mechanical is limited to a few speeds made available by the gear trains used. For the electronic feed system, there are end of course devices that make it possible to carry out the required operations (drilling, threading) automatically, avoiding physical damage in the feed system. Another optional feature designed consists of electronic devices for the movement of the table and machine head. In particular, the frequent operations of moving the table for new positions emphasize the practical interest of the designed solutions. Finally, there is an electronic device for changing the transmission based upon two electromagnetic devices that replaces the mechanical system with great advantage particularly as regards smoothness of operation; the system also allows changes during operation not possible with the mechanical systems.

A 3D SolidWorks file of the overall FKV machine was developed, and it generated the 2D technical drawings of the machine and its components presented as annexes.

Agradecimentos

Gostaria de poder agradecer a todas as pessoas que tornaram possível a realização deste trabalho e que manifestaram apoio e auxílio ao longo deste percurso:

Ao Prof. P. M.S. Tavares de Castro, por ter aceitado ser o meu orientador neste trabalho, pela disponibilidade que sempre demonstrou ao longo do estágio, e por ter posto a minha disposição um leque de documentos que foram essenciais para a realização do projecto.

Ao Prof. Luís Andrade Ferreira, pois juntamente com o Prof. Paulo Tavares, orientou-me ao longo do estágio, tendo por diversas vezes me auxiliado nas dúvidas que apresentei no decorrer do projecto.

Ao Eng. Tomás Oliveira, por ter aceitado ser o meu orientador neste trabalho, pela disponibilidade demonstrada, e pela forma como auxiliou a minha interação na empresa.

Ao Eng. Paulo Mena, gerente da empresa, pela forma afável com que me acolheu.

Ao Eng. Filipe Guimarães, responsável pelo sector de electricidade da empresa PAM, pois boa parte da componente eléctrica da furadora foi escolhida com o seu auxílio.

Ao Sr. Eduardo Sousa, operário que está responsável pelas reparações das furadoras, pela imensa disponibilidade, fornecendo-me documentos e informações relativas às máquinas EFI ao longo do estágio, sem as quais teria sido impossível projectar a máquina.

A todos os funcionários da empresa PAM, pela amabilidade com que me receberam.

À Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto pela extensa base de dados e bibliografia que disponibiliza aos alunos, bem como, pelas excelentes condições de trabalho que oferece.

Por fim, deixo um agradecimento especial a minha namorada, família e amigos, que foram me acompanhando ao longo deste trabalho e do curso e que sempre estiveram presentes.

Conteúdo

Resumo.....	iii
Abstract	v
Agradecimentos.....	vii
Conteúdo.....	ix
Índice de Figuras.....	xi
Capítulo1- Introdução	1
Introdução. Objectivo do projecto/estágio.....	1
História da empresa BRAGA e BARBOSA.....	2
Máquinas em comercialização.....	3
Capítulo 2 – Descrição do trabalho a realizar.....	7
Hipóteses iniciais	7
Descrição do trabalho a realizar.....	8
Fundamentação teórica	9
Capacidade de furação	9
Projecto de Transmissão por Correias	13
Segurança de máquinas.....	22
Capítulo 3 – Dimensionamento dos componentes.....	25
Escolha do Motor.....	25
Relações de transmissão	28
Dimensionamento das polias	30
Dimensionamento das Correias dentadas e do entre-eixo	32
Verificação da capacidade de furação face ao motor escolhido	33
Cálculo de reacções nos apoios da caixa	42
Dimensionamento dos veios	46
Flecha admissível dos veios - verificação	48
Escolha de rolamentos do cárter	60
Mecanismo de mudança de gama	64
Mecanismo de elevação da mesa (cabeçote)	65
Análise de forças.....	66
Mecanismo manga/árvore.....	68
Esquema de forças – avanço	69
Rolamentos utilizados na Manga.....	71
Determinação da flecha máxima na manga	73

Análise da estrutura da furadora	75
Diagrama de esforços na Coluna – Cálculo da flecha máxima	77
Equipamento opcional	78
Mecanismo electrónico de elevação da mesa (ou cabeçote)	78
Escolha de rolamentos para suportar o esforço axial	80
Sistema de interruptores de fim de curso	80
Mecanismo de avanço electrónico - servomotor	81
Cálculo da flecha do veio sem-fim	84
Escolha dos rolamentos para o veio sem-fim	86
Cálculo à fadiga para o veio sem-fim	87
Cálculo da flecha do veio de avanço	89
Escolha de rolamentos para o veio de avanço	94
Sistema de embraiagem no avanço electrónico	95
Rolamento a colocar na roda coroa	96
Mecanismo electrónico de mudança de gama	97
Mecanismo de furar vs mecanismo de roscar - sistema de “micros”	98
Dimensionamento das chavetas	99
Materiais utilizados nos diversos componentes	102
Lubrificação	103
Capítulo 4 – Conclusões relativas ao projecto da furadora	105
Capítulo 5 - Assistências, reparações e fabrico de peças	107
Conclusões gerais	109
Bibliografia	111
ANEXOS	113
Anexo A - Assistências, reparações, fabrico de peças	115
Anexo B - Capacidade de furação FKV	121
Anexo C - Sistema de transmissão por correias dentadas	123
Anexo D - Características dos Rolamentos	137
Anexo E – Dimensionamento à Fadiga	144
Anexo F – Características do equipamento opcional	146
Anexo G – Tabelas de conversão de unidades	149
Anexo I – Desenhos de conjunto	151
Anexo J	159

Índice de Figuras

Figura 1 - Caixa de velocidades do modelo FK (entre-eixo entre o veio árvore e o veio motor 148.86mm).	7
Figura 2 - Desenho esquemático de um possível cárter para a nova furadora FKV	7
Figura 3 - velocidades de corte para brocas de aço de elevada velocidade, [1].	11
Figura 4 – geometria de uma transmissão por correia (aberta), [4].	13
Figura 5 - Factor de Largura C_w , [5].	19
Figura 6 - Factor número de dentes C_T , [4].	19
Figura 7 - Possíveis motores da do fabricante “ABB” compatíveis com a furadora FKV, [6].	26
Figura 8- Gráfico do binário debitado em função da velocidade de rotação, pelo motor de alumínio de 0,55kW do fabricante “ABB”, [7].	26
Figura 9- Dimensões do motor escolhido M2VA71031, [6].	27
Figura 10 - Gráfico com a percentagem de binário nominal em função da frequência, [6].	27
Figura 11– Referencia das correias escolhidas para a gama baixa, [5].	32
Figura 12 - Referencia das correias escolhidas para a gama alta, [5].	32
Figura 13 – Binário e força axial necessária para furar aço em função da velocidade de avanço e do diâmetro da broca, [2].	33
Figura 14 – esquema dos esforços que actuam sobre as correias, [4].	38
Figura 15 – esquema dos esforços que actuam sobre as correias	39
Figura 16 – Esquema da cadeia cinemática da caixa de velocidades	42
Figura 17 – esquema das forças que actuam no veio motor quando esta seleccionada a gama baixa	43
Figura 18 – esquema das forças que actuam no veio intermédio quando esta seleccionada a gama baixa	43
Figura 19 - esquema das forças que actuam no veio árvore quando esta seleccionada a gama baixa	44
Figura 20 - esquema das forças que actuam no veio motor quando esta seleccionada a gama alta	45
Figura 21 - esquema das forças que actuam no veio árvore quando esta seleccionada a gama alta	45
Figura 22 – Tensão admissível em função do diâmetro do veio, [8].	46
Figura 23 – diagrama de momentos flectores e curva de flecha no veio motor quando está seleccionada a gama baixa.	49
Figura 24 – diagrama de momentos flectores e curva de flecha no veio motor quando está seleccionada a gama alta.	50
Figura 25 - diagrama de momentos flectores no veio intermédio quando esta seleccionada a gama baixa.	52
Figura 26 - Curva da flecha no veio intermédio quando esta seleccionada a gama baixa.	53
Figura 27 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha no veio árvore quando esta seleccionada a gama baixa.	54
Figura 28 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha no veio árvore quando está seleccionada a gama alta.	55
Figura 29 - Esquema do momento tissor e do momento flector aplicado no veio árvore.	56
Figura 30 - Esquema do momento tissor e do momento flector aplicado no veio motor.	58
Figura 31 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado no apoio A do cárter, quando está seleccionada a gama alta, [10].	60

Figura 32 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado no apoio C do cárter, quando está seleccionada a gama alta, [10].	60
Figura 33 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado no apoio C do cárter, quando está seleccionada a gama baixa, [10].	61
Figura 34 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 16004, colocado na polia 36L, quando está seleccionada a gama alta, [10].	61
Figura 35 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado na polia 22L, quando está seleccionada a gama baixa, [10].	61
Figura 36 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio D do cárter, [10].	62
Figura 37 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio B do cárter, [10].	62
Figura 38 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio B do cárter, [10].	62
Figura 39 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio E do cárter, quando está seleccionada a gama alta, [10].	63
Figura 40 - Mensagens com os alertas emitidos pelo programa “medias” da “INAFAG”, para os rolamentos acima indicados, [10].	63
Figura 41 - mecanismo mecânico de mudança de gama	64
Figura 42- Polia 22L completa	64
Figura 43 - mecanismo de elevação do cabeçote e da mesa.	65
Figura 44 – forças e momentos que actuam no mecanismo de elevação do cabeçote e da mesa.	66
Figura 45 - Esquema com as posição extremas da manga.	68
Figura 46 - Esquema com as forças que actuam na manga por acção do mecanismo de avanço.	69
Figura 47 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6006, colocado no apoio 1 da manga, [10].	71
Figura 48 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica do rolamento 6006 colocado no apoio 2 da manga, [10].	71
Figura 49 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 51106, colocado no apoio 2 da manga, [10].	71
Figura 50 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha na manga	73
Figura 51- Diagrama Corpo livre global da furadora	75
Figura 52- DCL Cárter	75
Figura 53- DCL Mesa	75
Figura 54- DCL COLUNA	75
Figura 55 - Sentido positivo	76
Figura 56 - DCL Base	76
Figura 57 - Diagrama de Momentos flectores e curva da flecha da coluna.	77
Figura 58 – mecanismo de elevação do cabeçote e da mesa electrónico	78
Figura 59 - Rolamento axial AXK2035 + 2 anilha AS2035 [10]	80

Figura 60 - mecanismo de avanço electrónico	81
Figura 61 - mecanismo roda coroa e sem-fim, [9].....	83
Figura 62 - diagrama do momento flector e curva da flecha do veio sem-fim	84
Figura 63 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica do rolamento 16003 colocado no apoio A do sem-fim, [10].....	86
Figura 64 – Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estática do rolamento do motor, [10].....	86
Figura 65 – Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estática do rolamento 51103 colocado no apoioB, [10].	86
Figura 66 – Esquema do momento tursor e do momento flector aplicado no veio árvore.	87
Figura 67 - Sistema base do sistema hiperestático do veio de avanço.....	90
Figura 68 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço – plano1	90
Figura 69 - Curva da flecha do veio de avanço aplicando uma carga unitária – plano1.....	91
Figura 70 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço do sistema global – plano1	91
Figura 71 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço – plano2	92
Figura 72 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço do sistema global – plano2	93
Figura 73 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estático do rolamento 16006 colocado no apoio 2 do veio de avanço, [10].	94
Figura 74 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estático do rolamento 16006 colocado no apoio 3 do veio de avanço, [10].	94
Figura 75 – Embraiagem electromagnética da serie 440 utilizada no mecanismo de avanço electrónico [13]	95
Figura 76 - Coeficiente de segurança da carga estática e dinâmica e velocidades de rotação de referência e máxima do rolamento 61806 colocado na roda coroa [10].....	96
Figura 77 - Embraiagem electromagnética serie 440 utilizada no mecanismo de mudança de gama, [13].	97
Figura 78 – Sistema de micro aplicados em conjunto com o avanço electrónico.....	98
Figura 79 – Dimensões aproximadas do eixo e do cubo do veio árvore estriado, [8].	99
Figura 80 - Dimensões aproximadas do eixo e do cubo do veio árvore estriado.....	101
Figura 81 - Dimensões aproximadas do eixo e do cubo do veio árvore estriado.....	101
Figura 82- Lubrificante escolhido para as engrenagens utilizadas na furadora FKV, [21].	103
Figura 84 - Máquina FG do Cliente de Estarreja.....	115
Figura 85 - Pedido de encomenda de uma árvore original para uma furadora FG e adaptação na manga.	115
Figura 83 - Veio de ligação ao motor reparado (estava partido) de uma Furadora FG	115
Figura 86- I - árvore de cames; II - árvore (cone morse 4); III – manga (cone morse 4); IV – manga (cone morse 3); V – veio árvore (FK); VI – veio árvore + árvore III (cone morse 2); VII – engate móvel; VIII – engate fixo; IX – roda Z61 (avanço mecânico); X – roda Z 46ROL	115
Figura87-Contactor+temporizador danificados, o que provocava um ruído excessivo. Foi substituído por um relé temporizado que fará o mesmo papel.	116
Figura 88 - Caixa do quadro eléctrico partida, introdução de uma caixa nova.....	116

Figura 89 - FG da câmara de Gaia.....	116
Figura 90 - Sistema de roscagem na Furadora FG.....	116
Figura 91 - Furadora FG da câmara de Gaia	116
Figura 92 - Torno CADETE - tudo que são peças de revolução necessárias às máquinas EFI são fabricadas neste torno. Exemplos: rodas dentadas e rodas coroas (em aço, ferro fundido, bronze, Celeron), veios, árvores, engates, anilhas, intercalares, etc.....	117
Figura 93 - Máquina de talhar dentes PFAUTER - tudo que são peças de dentadas necessárias às máquinas EFI são fabricadas nesta máquina. Exemplos: rodas dentadas (diversos módulos), rodas coroas, sem-fins e cremalheiras (em aço, ferro fundido, bronze, Celeron).....	117
Figura 94 - Modelo em comercialização FA3	118
Figura 95 - Modelo em comercialização FA3	118
Figura 96 - Caixa de velocidades FK, com árvore de cames (2cames - 4velocidades) e avanço manual.	118
Figura 97 - Modelo em comercialização FK.	118
Figura 98 - Caixa de velocidades FJ, com árvore de cames (3cames – 6velocidades) e avanço mecânico.	118
Figura 99 - Modelo em comercialização FJ.	118
Figura 100 - Caixa de velocidades FJV (c/ avanço mecânico).....	119
Figura 101 - Modelo em comercialização FJV.....	119
Figura 102 - Modelo FBR.	120
Figura 103 - Modelo FB.	120
Figura 104 - Modelo FF.	120
Figura 105 - Modelo FJVR.....	120
Figura 106 - Velocidades de corte (feet/min) e velocidade de avanço (polegadas/rev), [2].....	121
Figura 107 - Velocidades de avanço, [1].	121
Figura 109 - Geometria da ferramenta de corte, [2].	122
Figura 108 - Binário e força axial necessária para furar ferro fundido em função da velocidade de avanço e do diâmetro da broca, [2].	122
Figura 110 – Análise das forças que actuam sobre as correias na operação de roscar (sentido contrario ao ponteiro do relógio).	125
Figura 111 - Passo e espessura do dente das correias utilizadas (mm e polegadas), [5].....	126
Figura 112 - Comprimento e número de dentes das correias – 169 (mm) e 195 (polegadas), [5].	126
Figura 113 - Largura das correias utilizadas (polegadas), [5].	126
Figura 114 - Dimensões das polias utilizadas - 16L, 20L, 22L, 36L [20].....	126
Figura 115 - Entre-eixos possíveis conjugando a relação de transmissão, o nº dentes da polia menor e as correias existentes (comprimento) - gama alta [5].....	127
Figura 116 - Entre-eixos possíveis conjugando a relação de transmissão, o nº dentes da polia menor e as correias existentes (comprimento) - gama baixa [5].....	128
Figura 117 - Potência máxima admissível em função da velocidade de rotação do veio mais rápido e da dimensão (diâmetro e largura) da polia escolhida – gama alta [5]	129
Figura 118 - Potência máxima admissível em função da velocidade de rotação do veio mais rápido e da dimensão (diâmetro e largura) da polia escolhida – gama baixa [5]	130
Figura 119 - Diâmetro exterior e dente a dente em função do diâmetro exterior, [5].....	131
Figura 120 - Excentricidade máxima da polia em função do diâmetro exterior, [5]	131

Figura 121 - Desvio axial em função do diâmetro exterior, [5].....	131
Figura 122 - Largura das correias em função do comprimento destas	132
Figura 123 - Distância entre-eixos em função do comprimento da correia.....	132
Figura 124 - Tolerância geométrica do diâmetro dos furos nas polias em função do diâmetro nominal do veio, [5].	133
Figura 125 - Tolerância geométrica do escatel a abrir nas polias, [5]	133
Figura 126 - Factores de serviço para o determinar a potência de cálculo P, [5].	134
Figura 127 - Gráfico que permite determinar a o tipo de correia indicada em função da Potencia de cálculo, [5].....	135
Figura 128 - Potencia básica admissível, [5].	136
Figura 129 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6004, [10].	137
Figura 130 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 16004, [10].	138
Figura 131 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6203, [10].	138
Figura 132 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6003, [10].	139
Figura 133 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6006, [10].	139
Figura 134 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 51106, [10].	140
Figura 135 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 16003, [10].	140
Figura 136 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 51103, [10].	141
Figura 137 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 16006, [10].	141
Figura 138 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 61806, [10].	142
Figura 139 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 61804, [10].	142
Figura 140 - Dimensões e características mecânicas do rolamento AXK2035 e da anilha AS2035, [10].	143
Figura 141 - Factor de tamanho (C2) e de acabamento superficial (C3), [9].	144
Figura 142 - Factor de concentração de tensões teórico de um veio escalonado com concordância, [9].	144
Figura 143 - Alguns casos de redução de tensões - sem-fim do avanço e concordância do veio do motor do cárter, [9].	144
Figura 144 - Índice de sensibilidade ao entalhe em função do tratamento térmico do veio, [9].....	144
Figura 145 - Amplitude de tensão no caso de flexão (zona há compressão e outras há tracção), [9].....	145
Figura 146 – coeficiente de concentrações de tensões de Z8 – paralelismo com o sem-fim, [18].	145
Figura 147 - coeficiente de concentrações de tensões de um veio na zona do escatel submetido a um momento flector, [17].	145
Figura 148 - Amplitude de tensão no caso de ter um momento torsor ou uma carga axial constante, [9].	145
Figura 149 – coeficiente de concentrações de tensões de um veio na zona do escatel submetido a um momento flector [18].	145
Figura 150 – coeficiente de concentrações de tensões de um veio com rosca – paralelismo com o sem-fim, [17].	145
Figura 151 - Características mecânicas dos motores de elevação da mesa (662BTF), do cabeçote (664BTF), e do avanço electrónico (723CTG), [11].	146
Figura 152 - Variador MAXIFET associado aos motores de elevação da mesa, do cabeçote e do avanço electrónico, [12].	146
Figura 153 - Características do travão incorporado no motor de elevação da mesa e do cabeçote, [11].	146

Figura 154 - Dimensões dos motores, [11].....	147
Figura 155 – Características da embraiagem da GOIZPER da serie 440 – Tamanho 04 para o mecanismo de mudança de gama, e 08 para o sistema de avanço electrónico, [13].....	148
Figura 156 - Conversão de unidades – força, binário, potencia, velocidade, comprimento, [5].....	149
Figura 157 - Conversão de polegadas para milímetros (U.S para métrica), [5].....	150
Figura 158 – Desenho da Montagem geral da furadora.....	151
Figura 159- Desenho da montagem do cabeçote com mudança electrónica	152
Figura 160 – Desenho do mecanismo de elevação do cabeçote.	153
Figura 161 – Desenho do mecanismo de avanço electrónico	153
Figura 162 – Desenho da montagem do cabeçote com mudança de gama mecânica	154
Figura 163 – Desenho da caixa eléctrica	154

Capítulo 1- Introdução

Introdução. Objectivo do projecto/estágio

O objectivo do projecto/estágio proposto pela empresa era o envolvimento de um aluno, finalista do curso de engenharia mecânica da FEUP, no projecto de um modelo novo de uma máquina de furar.

Sendo este o principal objectivo, ao qual no fim do tempo limite do estágio, teria de estar concluído e pelo qual o estagiário iria ser avaliado, o estágio propriamente dito permitiu adquirir a responsabilidade de efectuar um vasto número de tarefas, e obrigou a despendir uma grande parte do tempo em assuntos que não se pode dizer que fariam parte dos objectivos, do que supostamente seria o tempo de estágio na empresa. Contudo, parte deste tempo foi essencial para facilitar a minha interacção num mundo novo, ao qual não estava habituado, e que obrigatoriamente mais tarde teria de estar.

O tempo de estágio pode ser dividir em três tópicos essenciais:

1. Conhecimento das máquinas que existem em comercialização fabricadas pela empresa BRAGA e BARBOSA – montagem e desmontagem destes modelos, fabrico de peças para esses modelos e encomendas de peças que não são fabricados pela empresa (ex: rolamentos, cárter, caixa de velocidades, entre outros). Conhecimento das máquinas que já não se comercializam, mas que fazem parte de projectos que estão, de alguma forma, ligados à empresa. Viria a ser o “responsável” pelo controlo de qualidade das máquinas novas que fabricamos, tendo para tal que controlar quaisquer possíveis anomalias que existissem.
2. Controlar as assistências das máquinas antigas que reparamos, tendo para tal que verificar, antes de a máquina ser entregue ao cliente, que estava nas devidas condições. O mesmo aconteceu com o pedido de fabrico de peças para máquinas antigas.
3. Por fim, e o que se pode dizer que era o principal objectivo deste estágio, que é o projecto, desenvolvimento e processo de fabrico de um modelo novo, baseado em modelos já existentes. Como é evidente, para tal, o conhecimento dos modelos na qual a máquina foi baseada, e o facto de estas máquinas estarem disponíveis diariamente, podendo a qualquer altura montar ou desmontar peças, facilitou-me a tarefa. Além desta parte mais prática, existiu a parte de projecto, a qual para projectar uma máquina, seja ela qual for, é obrigatória. Esta parte obriga a uma introdução teórica dos vários assuntos e um dimensionamento dos vários componentes necessários, o que requer sempre uma verificação mecânica, para garantir o correcto funcionamento da máquina.

História da empresa BRAGA e BARBOSA

A história da empresa Braga e Barbosa propriamente dita, é muito recente, tendo sido formada em 26 de Janeiro de 2007. A empresa foi comprada pelos gerentes de uma outra empresa, sendo que o meu coordenador é um dos gerentes dessa mesma – PAM, Lda. A empresa Braga e Barbosa, tem dois funcionários, sendo que o Eng. Tomás de Oliveira, que exerce as funções de responsável pelo sector mecânico da empresa PAM, é sócio gerente da empresa Braga e Barbosa.

Esta empresa apesar de muito recente, “herda” uma marca (EFI) de grande tradição no fabrico de máquinas, pois a sua criação tem por base a empresa “Ferreirinha”, empresa esta de grande dimensão (chegou a ter mais de 1000 funcionários), que foi fundada no ano de 1929 (na altura era uma empresa de reparação de carros de competição) e que fechou no ano 2001. A empresa Ferreirinha fabricou diversas máquinas (o início de fabrico de máquinas ferramenta teve lugar na altura da 2ª Guerra Mundial), desde tornos e furadoras até motores diesel. Ainda hoje se vê um enorme número de furadoras (e outras máquinas) em funcionamento em diversas empresas, de vários sectores. Esta é uma das razões pela qual a empresa Braga e Barbosa pretende apostar fortemente no ramo dos engenhos de furar, tendo por base as antigas furadoras, para projectar e fabricar os seus novos modelos, sendo para já o único tipo de máquina que continua a ser fabricado pela empresa.

Para além de servirem de base para novos modelos, as furadoras antigas aparecem muitas vezes nas nossas instalações para serem reparadas, o que obriga a ter uma ideia concreta das diversas furadoras “EFI”. Os modelos mais antigos, do início da década de 60, e que já não são fabricados são:

Furadora de polias de correias trapezoidais com variação manual de velocidade - gama baixa – **FF**

Furadora de engrenagens – gama intermédia – **FB**

Capacidade de furação - $\Phi 25\text{mm}$ aço e $\Phi 30\text{mm}$ Ferro fundido;

Alguns anos depois de iniciado o fabrico da FB este modelo foi substituído pela **FC** que, por sua vez, veio a ser substituída pela **FH**.

Furadora de engrenagens – gama alta – **FG1**

Capacidade de furação - $\Phi 32\text{mm}$ aço e $\Phi 38\text{mm}$ Ferro fundido;

Existiram várias séries das máquinas referidas, anteriormente, tendo havido modificações mais profundas em alguns casos. Foram também fabricados modelos radiais, sendo que a maioria utilizava a “base” dos modelos de coluna – **FJR**, **FGR**, **FBR**, **FJVR**. A excepção era o modelo **AJAX**, que apenas havia na configuração radial.

Máquinas em comercialização

Os modelos recentes que a empresa fabrica e que vieram substituir os acima indicados foram:

1. Furadora de polias de correias trapezoidais com variação mecânica de velocidade - gama baixa – **FA**
2. Furadora de engrenagens – gama intermédia – **FK**
3. Furadora de engrenagens – gama alta – **FJ**

Há alguns anos atrás, aproximadamente dez, foi projectado um novo modelo – **FJV**, modelo esse, da mesma gama da **FJ**, em que as engrenagens foram substituídas por polias e correias dentadas. Durante o meu estágio, foi montado um protótipo da máquina. Isto faz com que tenha estudado aprofundadamente esta máquina, até porque, viria a ter um sistema de transmissão semelhante ao do modelo novo que pretendia projectar.

Dos modelos referidos, os que me dediquei mais profundamente foram os das furadoras **FK** e **FJV**. Ambas forneceram uma parte muito importante na projecção do novo modelo. O novo modelo **FKV** partilha com a **FK** a maioria dos componentes, excepção feita ao cárter da caixa de velocidades e aos componentes no interior. A ideia da empresa é fazer algo de idêntico ao que acontece entre a **FJ** e a **FJV**, em que a alteração de uma para a outra está também na caixa.

FA – gama de acesso

Modelo de polias e correias trapezoidais com variação continua da velocidade (variação de secção da polia), em que o motor é de uma gama de velocidades e debita **0,37 kW às ≈ 1500 rpm (4 polos)**.

Velocidades: 500 a 3800 rpm

Peso: ≈ 92 kg

Avanço manual

Capacidade de furação (aço/ F.F): $\Phi 15/ \Phi 17$ mm

Curso da árvore: 105 mm

Árvore: Cone morse 2

Diâmetro da coluna: 75 mm

FK – gama intermédia

Modelo de engrenagens, em que o motor possui duas gamas de velocidades e debita **0,55/0,37 kW às 3000/1500 rpm (2/4 polos)**. As relações de transmissão possíveis são:

- 1º Gama baixa - 14,7:1 \approx 90/180 rpm (Z22-Z30)(Z14-Z46ROL)(Z14-Z46ROL)
- 2º Gama intermédia - 4.43:1 \approx 300/600 rpm (Z22-Z30-Z30ROL)(Z14-Z46 rol)
- 3º Gama intermédia - 3.43:1 \approx 400/800 rpm (Z22-Z30)(Z14-Z46ROL)(Z34-Z26ROL)
- 4º Gama alta - 1.043:1 \approx 1300/2600 rpm (Z22-Z30-Z30ROL)(Z34-Z26ROL)

Peso: \approx 220 kg

Avanço manual

Capacidade de furação (F.F/aço): Φ 32/ Φ 28 mm

Curso da árvore: 110 mm

Árvore: Cone morse 3

Diâmetro da coluna: 100 mm

FJ – gama alta

Modelo de engrenagens, em que o motor possui duas gamas de velocidades e debita **1,1/0,75 kW às 3000/1500 rpm (2/4 polos)**. As relações de transmissão possíveis são:

- 1º Gama baixa - 17.8:1 \approx 80/160 rpm (Z18-Z30) (Z14-Z46)(Z14-Z46ROL)
- 2º Gama baixa - 7.14:1 \approx 200/400 rpm (Z18-Z30)(Z26ROL-Z34)(Z14-Z46ROL)
- 3º Gama intermédia - 5.46:1 \approx 260/520 rpm(Z22-Z30-Z30ROL)(Z14-Z46ROL)
- 4º Gama intermédia - 4.18:1 \approx 330/660 rpm (Z18-Z30) (Z14-Z46) (Z34-Z26ROL)
- 5º Gama alta -1.67:1 \approx 850/1700 rpm (Z18-Z30) (Z26ROL-Z34-Z26ROL)
- 6º Gama alta- 1.34:1 \approx 1100/2200 rpm (Z18-Z30-Z30ROL) (Z34-Z26ROL)

Peso: \approx 350 kg

Avanço mecânico: 0,10/0,15/0,22 mm/rot

Capacidade de furação (F.F/aço): Φ 40/ Φ 32 mm

Curso da árvore: 150 mm

Árvore: Cone morse 4

Diâmetro da coluna: 140 mm

FJV - gama alta

Modelo de polias e correias, em que o motor possui uma gama e debita **1,1kW de às 3000rpm (2polos)**. Estará associado um variador electrónico, e as relações de transmissão possíveis são:

2º Gama baixa – $\approx 6:1$	≈ 80 a 615 rpm	(Z16-Z39) (Z16-Z40ROL)
1º Gama alta – $\approx 1.25:1$	≈ 395 a 2200 rpm	(Z20-Z25ROL)

Nota: As características restantes são iguais ao modelo **FJ**

Analisando sucintamente os modelos **FJV** e **FJ** torna-se evidente que apesar de ambos indicarem a mesma capacidade de furação, tal não será viável, visto o modelo **FJ** conseguir uma relação de transmissão cerca de três vezes superior à do modelo **FJV**, o que lhe permite debitar à saída um binário cerca de três vezes superior. Além disso, existe o facto de ao motor do modelo **FJV** estar associado a um variador que muito possivelmente (a não ser em circunstâncias muito específicas, como é o caso do uso de ventilação externa), irá fazer com que o binário debitado ao furar-se perto da velocidade de rotação mínima do modelo **FJ** (80rpm) seja, consideravelmente, inferior ao nominal. A frequência irá ser inferior à nominal, o que permite diminuir a velocidade de rotação, com prejuízo de binário, podendo chegar a força de corte a ser 50% menor (dependendo do tipo de variador).

Capitulo 2 – Descrição do trabalho a realizar

Hipóteses iniciais

A nova furadora FKV partilha com o modelo de engrenagens FK a grande maioria dos componentes. As grandes alterações prendem-se com a caixa de velocidades da máquina. A furadora FK, é um modelo de engrenagens, em que é possível obter à saída do veio árvore quatro relações de transmissão diferentes, conjugando-se para tal as diferentes rodas dentadas. A furadora FKV, que se pretende projectar, é um modelo de polias e correias dentadas, em que somente existe duas relações de transmissão.

A ideia da empresa que está a projectar a máquina, é ser possível utilizar a grande maioria das peças que constituem a FK no modelo FKV. O cárter do cabeçote, onde irá ser fixado a caixa de velocidades, tem de ser comum aos dois modelos, o que faz com que, o molde da caixa de velocidades da nova furadora tenha de ser idêntico à da antiga. O tamanho do motor da FKV tem de ter dimensões nunca superiores ao da FK, caso contrário, existiria o problema do motor não caber no cárter do cabeçote.

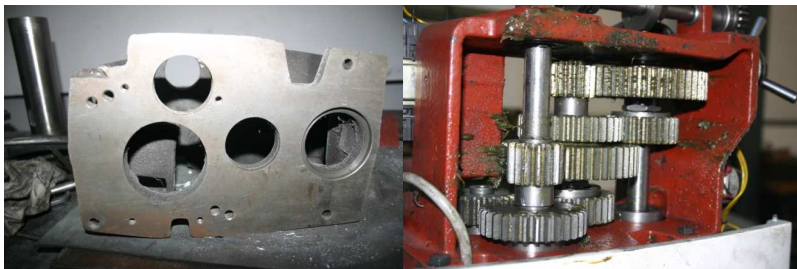


Figura 1 - Caixa de velocidades do modelo FK (entre-eixo entre o veio árvore e o veio motor 148.86mm).

A posição do veio árvore no novo modelo tem de ser exactamente a mesma da do modelo FK, o que faz com que a furação no molde da caixa de velocidades correspondente ao veio árvore seja a mesma. Quanto à furação correspondente ao veio do motor, existe apenas uma tolerância (em relação à FK) de cerca de 2mm, pois não sendo a sua posição fixa, a colocação do motor no cárter condiciona o seu ajuste - **148.86±2mm**. Visto tratar-se de um modelo de correias, e como se pretende utilizar correias normalizadas, o entre-eixo corrigido entre o veio do motor e o veio árvore, só fica definido depois de se escolher as correias e as polias a utilizar.

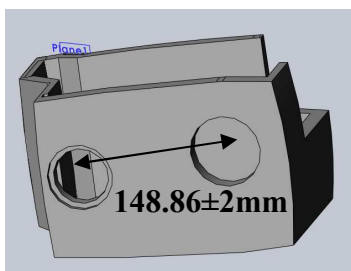


Figura 2 - Desenho esquemático de um possível cárter para a nova furadora FKV.

Descrição do trabalho a realizar

Inicialmente, no capítulo 2, existirá uma introdução teórica, obtida por consulta de diversa bibliografia na área do projecto de máquinas, aos vários temas relacionados com o projecto da furadora: Capacidade de furação, projecto de transmissão por correias e legislação sobre segurança de máquinas.

No capítulo 3, irei dimensionar os diversos mecanismos mecânicos da furadora, realizando todos os cálculos necessários.

Numa primeira fase, partindo do cárter, é dimensionado o motor e o variador, escolhidas as relações de transmissão, as polias e as correias utilizadas. É verificada a capacidade de furação, tendo em conta o motor escolhido, e a relação de transmissão final. De seguida, são dimensionados os rolamentos a utilizar no cárter, e em duas das polias dentadas. Para tal, foi necessário determinar as forças que actuam sobre os veios (força que as correias exercem nas polias), e as reacções no cárter. São dimensionados os veios, verificando-se que não ultrapasse a flecha máxima admissível, e que não exista problemas de fadiga. São dimensionados os mecanismos de mudança de gama.

Numa segunda fase, são dimensionados os mecanismos de elevação da mesa e do cabeçote. São dimensionados os rolamentos do conjunto manga/ árvore, tendo por base as forças que actuam na manga, e verificado a flecha máxima. É analisada a estrutura global, verificando-se se existirá problemas de estabilidade (risco de tombar, e de deformação excessiva da coluna).

Numa terceira fase, são dimensionados os mecanismos que não fazem parte do equipamento de série da furadora, desde o mecanismo de avanço, de elevação da mesa e do cabeçote e mudança de gama electrónica. Nos três primeiros mecanismos mencionados é dimensionado o motor, o variador de velocidade, o sem-fim, os rolamentos utilizados, a roda de coroa e a embraiagem, estes dois últimos no caso do avanço electrónico. É feita uma verificação dos veios dos mecanismo quanto à flecha máxima, e verificada se a tensão limite de fadiga não é ultrapassada para os casos críticos. No último mecanismo, é dimensionado a embraiagem a utilizar e os rolamentos acoplados às polias.

Por último é dimensionado as chavetas, os anéis elásticos, e os parafusos utilizados.

No capítulo 4 irei fazer uma conclusão e uma análise crítica do trabalho realizado.

No capítulo 5 irei apresentar as outras tarefas que realizei na empresa, relacionadas com as assistências e fabrico de peças para furadoras.

No capítulo 6 irei fazer uma conclusão geral do estágio na empresa.

Fundamentação teórica

Capacidade de furação

A ideia da empresa que quer construir e comercializar a nova furadora, é que o novo modelo tenha uma capacidade de furação idêntica ao do modelo de engrenagens. Contudo, a prioridade é que as peças base do modelo existente sejam as mesmas das do novo modelo. Para tal o “corpo” da máquina terá de ser o mesmo. Isto implica verificar se para características de potência idênticas, é possível extrair do modelo de correias a mesma capacidade de furação. Caso não seja possível conciliar as duas “realidades” (capacidade de furação vs utilização do mesmo “corpo”), irei escolher a estrutura base em detrimento da capacidade de furação.

Parâmetros:

Velocidade de corte e avanço:

Com o intuito de se perfurar correctamente, a selecção da velocidade e do avanço adequado para a ferramenta de corte a usar, e o tipo de material a ser maquinado, são importantes factores que o operador tem de considerar. Esses factores afectam o tempo de completar a operação (rácio de produção) e quanto tempo irá uma ferramenta de corte operar satisfatoriamente (tempo de vida).

A velocidade de corte aumenta à medida que nos deslocamos para a periferia da broca, de modo que o canto extremo da aresta da broca é sujeito a mais desgaste, e é onde a broca perde a sua capacidade de corte em primeiro lugar. Por razões económicas o tempo de vida da broca é importante. Isto depende não apenas sobre a velocidade de corte mas também sobre a profundidade do furo, do diâmetro da broca, a velocidade de avanço e as propriedades do material, [1] [2].

Velocidade de corte:

Também designada de velocidade superficial e velocidade periférica, este parâmetro avalia a que velocidade a broca deve operar. A velocidade de corte pode ser definida como a distância, tanto em metros como em polegadas, que um ponto na circunferência percorre num minuto. A vasta gama de diâmetros de brocas usadas para furar em diversos tipos de metais, obriga a um igual leque de velocidades para que as brocas operem eficientemente. O tamanho da broca, o material do qual é feito, e o tipo de material a ser perfurado tem de ser tido em conta para determinar uma velocidade eficiente e segura à qual se deve furar. Após muitos anos de estudos e experiência, os próprios fabricantes de ferramentas de corte disponibilizam para cada tipo de material a velocidade de corte adequada de forma a garantir os melhores rácios de produção e tempo de vida das ferramentas de corte, [1] [2].

Número de rotações por minuto:

O número de rotações necessárias para efectuar á velocidade de corte desejada, é chamada rot/min (rpm). Uma broca pequena a operar às mesmas rotações por minuto de uma broca grande, irá percorrer menos metros por minuto. Naturalmente a broca pequena irá cortar mais eficientemente com um elevado número de rot/min. Existe relação básica entre tamanho da broca e número de rot/min: quanto mais pequena a broca maior o número de rotações por minuto a que esta deve operar. Para se descobrir o número de rot/min à qual a ferramenta de corte deve operar para obter uma determinada velocidade de corte, é necessário conhecer-se os seguintes parâmetros:

- a) A velocidade de corte recomendada do material a ser furado.
- b) o tipo de material de que é feito a broca.
- c) o diâmetro do furo, [1].

Factores que afectam a velocidade de rotação da broca:

A velocidade de rotação calculada possivelmente irá ter de ser ajustada ligeiramente para cumprir os seguintes factores:

- a) O tipo de máquina e o seu estado.
- b) A precisão e acabamento do furo pretendido.
- c) A rigidez do trabalho.
- d) O uso de um fluido de corte, [1].

Avanço

O avanço é a distância que uma broca avança em direcção à peça a furar por cada volta completa. A velocidade de avanço é importante porque isso afecta tanto o tempo de vida da broca bem como o rácio de produção, [1] [2].

TABLE 16-1 CUTTING SPEEDS FOR HIGH-SPEED STEEL DRILLS											
Size		Steel Casting		Tool Steel		Cast Iron		Machine Steel		Brass and Aluminum	
		Cutting Speeds									
		m/ min 12	ft/ min 40	m/ min 18	ft/ min 60	m/ min 24	ft/ min 80	m/ min 30	ft/ min 100	m/ min 60	ft/ min 200
Inch	Millimeter	Revolutions Per Minute									
1/16	2	1910	2445	2865	3665	3820	4890	4775	6110	9550	12225
1/8	3	1275	1220	1910	1835	2545	2445	3185	3055	6365	6110
3/16	4	955	815	1430	1220	1910	1630	2385	2035	4775	4075
1/4	5	765	610	1145	915	1530	1220	1910	1530	3820	3055
5/16	6	635	490	955	735	1275	980	1590	1220	3180	2445
3/8	7	545	405	820	610	1090	815	1305	1020	2730	2035
7/16	8	475	350	715	525	955	700	1195	875	2390	1745
1/2	9	425	305	635	460	850	610	1060	765	2120	1530
5/8	10	350	245	520	365	695	490	870	610	1735	1220
3/4	15	255	205	380	305	510	405	635	510	1275	1020
7/8	20	190	175	285	260	380	350	475	435	955	875
1	25	150	155	230	230	305	305	380	380	765	765

Figura 3 - velocidades de corte para brocas de aço de elevada velocidade, [1].

$$r / \text{min} = \frac{CS \times 1000}{\pi * D} \quad (2.1)$$

CS – velocidade de corte (m/min)

D – diâmetro da broca (mm)

$$r / \text{min} = \frac{CS \times 12}{\pi * D} \quad (2.2)$$

CS - (feet/min); D – (inches)

Forças de corte

As forças de corte são separadas em dois tipos: binário e força axial (Figura 13 do capítulo 2 e Figura 108 do anexo B). Se a broca não corta simetricamente, por exemplo devido a um mau alinhamento, uma componente radial adicional pode existir, o que resulta numa desfavorável flexão da máquina e sobretudo no eixo do rolamento. A magnitude das forças de corte depende de:

- a) Propriedades do material a ser furado,
- b) Forma da broca (diâmetro, inclinação dos ângulos, comprimento e posição das arestas cruzadas) – Figura 109 do anexo B,
- c) Secção de corte (diâmetro da broca, velocidade de avanço),
- d) Condições de corte (profundidade do furo, refrigeração),

a) Como a inclinação do ângulo efectivo varia ao longo do comprimento das arestas de corte, é difícil estabelecer aproximadamente especificações de resistências de corte, para os diferentes materiais, sem para tal saber o diâmetro da broca. A especificação da resistência de corte depende da inclinação do ângulo.

b) e c) A secção de corte é determinada pelo diâmetro da broca e pela velocidade de avanço. As forças diminuem com o aumento do ângulo das hélices. A força axial diminui com o decréscimo do ângulo ϵ , enquanto o binário aumenta, porque para um igual diâmetro o comprimento da aresta de corte cresce, e os cortes são mais finos para a mesma velocidade de avanço. As forças mais pequenas ocorrem se as arestas de corte estiverem entre 55 a 60 graus. Com um correcto “apontamento” das arestas de corte é possível reduzir a força axial cerca de 33%, com uma ligeira queda do binário. A força axial cresce na proporção do diâmetro da broca, e o binário com o quadrado do diâmetro da broca. O aumento das forças como função da velocidade de avanço é, contudo, menor do que linear. Se tiver de obter um grande furo em etapas de pequenos furos, é melhor, do ponto de vista de distribuição de cargas, usar etapas de diâmetros pequenos e velocidades de avanço elevadas do que vice-versa.

A fricção no exterior do diâmetro do furo, bem como os requisitos de corte adicionados a resistência de corte, faz com que a magnitude da força e do binário sejam afectados pela profundidade do furo e pela eficiência da refrigeração e lubrificação durante a furação.

d) A fricção no exterior do diâmetro do furo, bem como os requisitos de corte adicionados a resistência de corte, o que faz com que a magnitude da força e do binário sejam afectados pela profundidade do furo e pela eficiência da refrigeração e lubrificação durante a furação, [2].

Projecto de Transmissão por Correias

O grande motivo da escolha de uma nova furadora por correias em detrimento da furadora de engrenagens já existente, prende-se por razões económicas. O tipo de correia escolhida (correia dentada), tem a ver com o facto de se pretender manter uma relação de transmissão rigorosa (rendimento elevado).

As correias dentadas possuem um núcleo metálico interior (armação), que é geralmente constituído por várias superfícies helicoidais de cabos metálicos com fios elementares de diâmetro 0,05-0,1 mm, em aço, cuja carga de rotura é sempre superior a 2000 MPa. O revestimento é feito em “vulcan”, “superpoliamida” ou “neoprene”. Neste ultimo caso, uma banda têxtil, muitas vezes de nylon, recobre a superfície do dentado, o que facilita a moldagem à polia e aumenta a resistência ao desgaste e ao corte dos dentes, [4].

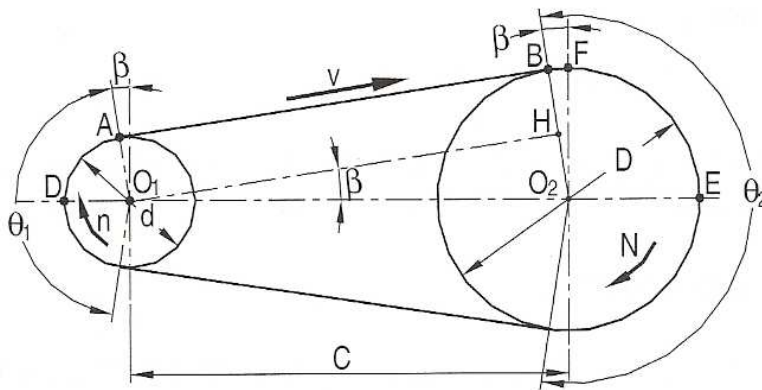


Figura 4 – geometria de uma transmissão por correia (aberta), [4].

- d – Diâmetro da polia motora [mm];
- D – Diâmetro primitivo da polia movida [mm];
- n – Velocidade angular da polia motora [r.p.m.];
- N – Velocidade angular da polia movida [r.p.m.];
- θ_1 – Ângulo de contacto na polia motora [rad];
- θ_2 – Ângulo de contacto na polia movida [rad];
- v – Velocidade linear da correia [m/s];
- C – Distância entre eixos [mm];
- β – Ângulo formado entre os ramos da correia e a linha de eixos [rad].

Relação de transmissão, i

$$i = \frac{n}{N} = \frac{D}{d(1 - g)} \quad (2.3)$$

em que g representa o coeficiente de escorregamento (3%-5% para correias planas e trapezoidais e 0% para correia dentadas).

Comprimento primitivo da correia, L

Por análise da figura 4, vai-se deduzir a expressão para o comprimento primitivo da correia L ,

$$L = 2(DA + AB + BE) \quad (a)$$

$$AB = C \cos \beta \quad (b)$$

$$DA = \frac{d}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \quad (c)$$

$$BE = \frac{D}{2} \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) \quad (d)$$

$$\beta = \frac{\pi - \theta_1}{2} \quad (e)$$

Substituindo (b), (c) e (d) em (a) e atendendo a (e), obtém-se a expressão exacta para o comprimento da correia,

$$L = \frac{\pi}{2} (d + D) + 2C \sin \frac{\theta_1}{2} + \frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{\theta_1}{\pi} \right) (D - d)$$

Para valores baixos de β , o que se verifica normalmente, pode-se obter uma expressão mais simples. Partindo da análise do triângulo O_1O_2H , vem:

$$\sin \beta = \frac{O_2H}{C} \quad (f)$$

Como

$$O_2H = O_2B - O_1A \quad (g)$$

$$O_2B = \frac{D}{2} \quad (h)$$

$$O_1A = \frac{d}{2} \quad (i)$$

vem,

$$O_2H = \frac{D - d}{2} \quad (j)$$

logo,

$$\beta = \arcsin \left(\frac{D - d}{2C} \right) \quad (l)$$

Desenvolvendo a expressão (2.4) em série e desprezando os termos de ordem superior, atendendo ao baixo valor de β , vem:

$$\beta = \left(\frac{D - d}{2C} \right) \quad (m)$$

Assim, substituindo novamente (b), (c) e (d) em (a), mas agora atendendo a (m), obtém-se:

$$L = \frac{\pi}{2}(d + D) + 2C \cos \beta + \frac{(D - d)^2}{2C} \quad (n)$$

$$\cos \beta = 1 - 2 \sin^2 \frac{\beta}{2} \quad (o)$$

E fazendo

$$\sin \beta \approx \frac{\beta}{2} \quad (p)$$

vem

$$\cos \beta = 1 - \frac{\beta^2}{2} \quad (q)$$

Finalmente, substituindo (q) em (n), e atendendo a (m), obtém-se a expressão aproximada para o comprimento da correia, [4]

$$L = \frac{\pi}{2}(d + D) + 2C + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (2.5)$$

Ângulo de contacto na polia menor, θ_1

$$\theta_1 = \pi - 2 \arcsen\left(\frac{D - d}{2C}\right) = 2 \arccos\left(\frac{D - d}{2C}\right) \quad (2.6)$$

Velocidade linear da correia, v

$$v = \frac{d \times n}{19100} \quad (2.7)$$

Seleccção da transmissão

Atendendo que as correias têm características diferentes de fabricante para fabricantes, guiei-me principalmente pelo catálogo da “*Gates*” (também consultei os catálogos da “*Contitech*”). Para a selecção das polias dentadas, a escolha recaiu pelo catálogo da “*Rolisa*”. Além disso, existem diversos factores que influenciam o cálculo, tornando-o muito complicado se seguirmos caminhos teóricos, [2] [5] [20].

Para o projecto de uma transmissão por correias, devemos estar munidos dos seguintes elementos:

- Potência a transmitir;
- Tipos de máquinas motor e movida;
- Velocidade angular dos veios motor e movido;
- Entre-eixo;
- Condições de serviço (tempo de serviço/dia, ambiente, temperatura, etc);
- Tipo de carga (uniforme, choques moderados, choques intensos).

A partir destes elementos seleccionar:

- A correia a utilizar (tipo, secção, comprimento e número de dentes)
- As polias (diâmetro, largura e número de dentes)

Os elementos de caracterização:

- Nas correias dentadas selecciona-se o passo, a largura e o comprimento primitivo.

Passos a seguir:

1. Determinação do factor de serviço e da potência de cálculo;
2. Seleccção da secção da correia;
3. Escolha das polias e comprimento primitivo da correia;

Determinação da largura da correia, [4].

1. Determinação da potência de cálculo

A potência de cálculo P_c obtém-se multiplicando a potência nominal a transmitir, P , pelo factor serviço K_c . Este factor é função do tipo de máquinas motora e movida, das condições de serviço e de carga, efectuando-se a escolha a partir de tabelas existentes nos catálogos dos fabricantes (Figura 126 do anexo C), [3] [4] [5].

No caso da transmissão por correia dentada ser do tipo multiplicadora de velocidade, deve-se adicionar a K_s um factor (Figura 126 do anexo C), [5].

2. Selecção da secção da correia

Por consulta da Figura 127 do anexo C, e tomando como dados a potencia de cálculo e a velocidade angular da polia mais rápida, obtém-se:

- O passo da correia a utilizar, [3] [4] [5].

Nota: Poderia ter optado por correias HTD e GT, que transmitem potências e velocidades angulares superiores (melhores materiais aplicados e um perfil do dente optimizado com vista a reduzir a concentração de tensões, e portanto a conseguir melhor resistência à fadiga, contudo visto que as correias dentadas “clássicas”, suportam perfeitamente as potências necessárias, não há necessidade de utilizar correias mais dispendiosas).

3. Escolha das polias e comprimento da correia

a) Selecção dos diâmetros primitivos das polias

Para uma determinada potência P a transmitir, o esforço útil sobre a correia é tanto menor quanto maior for a velocidade linear da correia v , ou seja, quanto maior for o diâmetro primitivo da polia motora. No entanto, existem limitações ao diâmetro primitivo das polias resultantes dos seguintes factores: maior custo, limitações de espaço, e maiores forças centrífugas, as quais virão adicionadas à força útil, diminuindo, consequentemente, a capacidade de transmissão de potência da correia. Este último factor que referi, apesar de também ter influência nas correias dentadas, tem sobretudo importância nas correias planas e trapezoidais, onde existe escorregamento. No caso das correias dentadas, onde não há escorregamento, só no caso de a força centrífuga ser tão elevada que provoque que os dentes da correia deixem de estar em contacto com os dentes da polia, é que a força centrífuga teria um papel relevante na diminuição da capacidade de transmissão.

A velocidade linear da correia deve ser inferior a um valor máximo admissível, indicado pelo fabricante em função do tipo de correia, [5].

Uma vez seleccionado o diâmetro da polia menor, facilmente se obtém o diâmetro da polia maior através da relação de transmissão.

De preferência, deve-se optar por valores normalizados dos diâmetros primitivos das polias. Sempre que isso não seja possível, deve-se escolher o diâmetro normalizado da polia maior (por razões económicas).

b) Distância entre eixos e comprimento da correia

A partir dos diâmetros primitivos das polias seleccionadas d , D e entre-eixo de funcionamento C , pode-se calcular o comprimento primitivo da correia L utilizando a equação (2.5).

Este comprimento não coincide, normalmente, com um valor normalizado. Assim, deve-se escolher o valor normalizado L' mais próximo de L , e recalculer o valor do entre-eixo de funcionamento C pela mesma equação, explicitando agora o entre-eixo C mediante a utilização da fórmula resolvente de equações de 2º grau, [4] [5].

Consultando a Figura 115 e da Figura 116 do anexo C escolhe-se o comprimento da correia, [5].

4. Determinação da largura

Tomando como dados a velocidade de rotação da polia menor n , o diâmetro da polia menor d , e o passo da correia p , selecciona-se a potência básica (P_b) para uma determinada largura de referência e um comprimento de referência, por simples consulta de tabelas incluídas nos catalogo dos fabricantes (Figura 117, Figura 118 e Figura 128 do anexo C). Os valores de potência básica indicados nas tabelas dos fabricantes são baseados num número mínimo de seis dentes em contacto, [4] [5].

Contudo, há casos em que as condições de referência acima referidas não se cumprem. Nesses casos é necessário afectar a potência básica com os factores de largura C_W e de comprimento C_L e por um factor de dentes em contacto C_T , extraídos, também, das tabelas incluídas nos catálogos, para assim obter a potência transmissível da correia nas condições reais de serviço, [4].

No caso da furadora foi possível, consultando directamente nas tabelas do fabricante “*Gates*”, retirar a potência máxima transmitida para cada largura e comprimento de referência, não necessitando de determinar os factores descritos em cima. De qualquer forma, farei uma breve referência ao procedimento que teria de utilizar caso não fosse possível obter directamente dos catálogos o valor da largura das correias.

$$P_T = P_b \times C_W \times C_L \times C_T \geq P_C \quad [4] \quad (2.8)$$

L PowerGrip® Width Multipliers

Belt Width (inches)	Width Multiplier
0.500	1.00
0.750	1.59
1.000	2.20

Corrected Horsepower Rating = [Base Rating] x [Belt Width Multiplier]

Figura 5 - Factor de Largura C_W , [5].

Dentes em contacto, Z_C	> 6	5	4	3	2
Factor C_T	1	0,8	0,6	0,4	0,2

Figura 6 - Factor número de dentes C_T , [4].

$$Z_C = Z_1 \times 0,5 \frac{(Z_2 Z_1)}{18,85 \cdot C} \quad [4] \quad (2.9)$$

Z_C – número de dentes em contacto

Z_1 - número de dentes da polia menor

Z_2 – número de dentes da polia maior

C – o entre-eixo dividido pelo passo da correia

Factor de comprimento C_L , [4].

- O catálogo da Gates só refere este factor nas correias HTD e GT , [5].

Análise de solicitações em correias

Para a determinação dos esforços sobre os dentes da correia, devemos considerar a força útil, a força centrífuga e a força devido ao peso próprio, sendo esta última normalmente desprezada (só é tida em conta no estudo de correntes).

As correias dentadas, ao contrário das correias planas e trapezoidais não necessitam de pré-tensionamento, pelo que os veios resultam menos solicitados. Nas figuras acima, representa-se a transmissão por correias utilizadas na caixa da furadora.

Com a transmissão em movimento, a correia é submetida aos seguintes esforços:

Sobre o ramo tenso

- O esforço devido à transmissão de potência, a que podemos chamar esforço útil, e que designarei por **Tu**;
- Um esforço resultante da acção da força centrífuga sobre cada um dos elos que compõem o arco engrenado em cada uma das rodas, e que designaremos por **Fc**.

Sobre o ramo bambo

- Um esforço **Fc** devido ao efeito da força centrífuga. Poderíamos ainda considerar a acção do peso próprio da correia, mas pode-se desprezar em virtude de ser muito baixo.

Força útil

A força útil é a única força responsável pela transmissão da potência P e pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$T_u = \frac{P}{v_m} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} \quad (2.10)$$

Sendo:

- v_m - velocidade média da corrente;
 - n – número de rotações por minuto da polia;
 - d – diâmetro primitivo da polia, [4];
- $$v_m = \frac{\pi \times d \times n}{60} \quad (2.11)$$

Força centrífuga:

A força centrífuga pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$F_c = \frac{q \times v_m^2}{g} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} \quad (2.12)$$

Ou

$$F_c = \frac{q \times Z^2 \times n^2 \times p^2}{3600 \times 10^6} \quad (2.13)$$

Sendo:

- F_c – Força centrífuga (N)
- q – peso por unidade de comprimento [kgf/m];
- Z – número de dentes da roda considerada;
- n – velocidade de rotação da roda considerada [rpm];
- p – passo da correia [mm]

a qual mostra que, para uma determinada corrente e para uma dada velocidade de rotação, a força centrífuga varia com o quadrado do número de dentes da roda considerada. Além disso, mostra igualmente que, para velocidades elevadas, o esforço devido à força centrífuga desempenha um papel muito importante na escolha da correia, [4].

Esforços nos veios

Para dimensionarmos os rolamentos a utilizar na caixa, precisamos de saber os esforços que actuam sobre os veios (esforços que as correias exercem sobre as polias).

Os esforços induzidos nos veios por uma transmissão por corrente são os seguintes:

- O momento torsor M_t , calculado através da equação em função da potência nominal P e da velocidade média da corrente v_m , que irá criar tensões de corte nos veios;

$$M_t = \frac{P \times \frac{d}{2}}{v_m} = \frac{P}{n} \quad (2.14)$$

- E uma carga dinâmica, que terá a direcção, o sentido e a intensidade da força útil T_u , criando tensões de corte e de flexão no veio, [4].

Segurança de máquinas

Legislação

A legislação nacional sobre segurança de máquinas, que resulta da transposição das directivas europeias “nova abordagem” sobre esta matéria, impõe requisitos mínimos de segurança que as máquinas devem cumprir sob pena de, entre outras razões:

- As máquinas novas não poderem ser colocadas no mercado e em serviço;
- Os equipamentos actualmente em serviço, se encontrarem em situação de incumprimento dos requisitos mínimos de segurança aplicáveis.

Assim sendo surgem dois diplomas que interessa realçar:

- DL 320/2001 de 12 de Dezembro (transposição da Directiva 98/37/CE de 22 de Julho de 1998, designada como Directiva Máquinas).
- DL 50/2005 de 25 de Fevereiro (transposição da directiva 2001/45/CE designada como directiva Equipamentos de Trabalho).

Directiva Máquinas

A directiva 98/37/CE, denominada Directiva Máquinas, fixa as exigências essenciais de segurança e saúde para o utilizador da máquina e para quem se encontra nas proximidades, aplicando-se às máquinas e aos componentes de segurança quando estes sejam colocados no mercado isoladamente.

De acordo com a Directiva Máquinas, presumir-se-á a conformidade com o conjunto das disposições da directiva, as máquinas que:

- Ostentem a marcação CE,
- Sejam acompanhadas da Declaração CE de conformidade.

e no caso de componentes de segurança:

- Sejam acompanhados da declaração CE de conformidade.

A Declaração CE de conformidade é o procedimento mediante o qual o fabricante ou o seu mandatário estabelecido na Comunidade declara que a máquina colocada no mercado satisfaz todas as exigências essenciais de segurança e saúde que lhe dizem respeito. A sua assinatura autoriza o fabricante, ou o seu mandatário estabelecido na Comunidade, a por a marcação CE na máquina.

Antes de poder emitir a referida declaração CE de conformidade, o fabricante, ou o seu mandatário estabelecido na Comunidade, deve assegurar-se e poder garantir que a documentação exigida - um Dossier Técnico de Fabrico - está e estará disponível

nas suas instalações para fins de controlo durante pelo menos 10 anos a contar da data de fabrico da máquina ou, no caso de um fabrico de série, a contar da data de fabrico da última máquina. Para máquinas e componentes de segurança considerados particularmente perigosos e listados exaustivamente no anexo IV da Directiva (DL 50/2005) - o fabricante ou o seu mandatário, terá ainda de submeter o modelo da máquina ao exame CE DE TIPO. **As furadoras não são consideradas máquinas perigosas, logo o próprio fabricante pode certificar a máquina, [15].**

A furadora FKV, contém obrigatoriamente os seguintes mecanismo de segurança, imposto pelas normas em vigor para este tipo de engenho:

1. Protecção de segurança da bucha TR7.
2. Caixa com seccionador para corte geral.
3. Botoneira de emergência com encravamento
4. Botão de rearme.

Capítulo 3 – Dimensionamento dos componentes

Escolha do Motor

Para escolher o motor adequado, foi necessário analisar duas questões principais:

O motor teria de caber no cárter do modelo existente, FK. Para tal, teria de ter uma dimensão máxima na ordem de grandeza do motor do modelo FK – tipo 71.

O motor da furadora FK é um motor de duas velocidades em que debita **0,55kW** aproximadamente às **3000rpm** e **0,37kW** aproximadamente às **1500rpm**. No nosso caso não existe nenhuma vantagem em ter um motor de duas velocidades, pois existirá um variador a controlar a velocidade do motor.

Para motores de uma só velocidade, existe varias configurações possíveis: motores de **2 pólos ($\approx 3000\text{rpm}$)**, de **4 pólos ($\approx 1500\text{rpm}$)**, **6 pólos ($\approx 1000\text{rpm}$)**, entre outros. A grande dúvida residiu entre os dois primeiros. Tal como já referi a furadora FKV foi projectada para ter uma capacidade de furação idêntica à FK, o que faz com que idealmente tenha de ter uma potência máxima de **0,55kW**.

O motor da FK funciona sempre na máxima eficiência, não tem nenhum variador associado. As diferentes velocidades no veio árvore são conseguidas pela conjugação de diferentes relações de transmissão e pelas duas velocidades do motor, o que faz com que este funcione sempre à rotação nominal. Consegue, por outro lado, ter maiores relações de transmissão o que permite um maior binário no veio árvore, e consequentemente maior força de corte.

É por estas razões que o motor tem de ter uma potência máxima, no mínimo idêntica ao motor da FK - 0,55kW.

O ideal é obter uma gama de potência elevada a rotações baixas, pois nesta gama de rotações é necessário o veio árvore debitar um elevado binário para furar, utilizando brocas de grande diâmetro, materiais duros. Nestas circunstâncias um motor de 2 polos – 3000rpm (com 0,55kW) não será tão eficiente.

Dito isto, aparece como alternativa, um motor de 4 polos de 1500rpm. O grande inconveniente desta solução é não existirem motores do mesmo fabricante do motor da FK (*IEME*), de 4 polos e 0,55kW, com a mesma dimensão do que seria pretendido. Para ter um motor de 4 polos da *IEME*, das mesmas dimensões, este só debitaria 0,37kW o que é manifestamente pouca potência.

A solução passa, a meu ver, por um motor especial da ABB, de alumínio, que é da mesma gama dos anteriores, mas que na configuração 4 polos debita 0,55kW, [6].

Output kW	Type designation	Product code	Speed r/min	Efficiency		Power factor cos φ 100 %	Current		Torque			Moment of inertia J=1/4 GD ² kgm ²	Weight kg
				Full load 100%	3/4 load 75%		I _N A	I _s A	T _N Nm	T _s A	T _{max} A		
4-poles = 1500 r/min				400 V 50 Hz				Basic design					EFF
0.06	M2VA 56 A	3GVA 052 001-→A	1340	51.1	45.8	0.67	0.26	2.5	0.43	2.2	2.2	0.00017	
0.09	M2VA 56 B	3GVA 052 002-→A	1370	55.5	50.2	0.62	0.38	2.8	0.63	2.9	2.9	0.00018	3.4
0.12	M2VA 63 A	3GVA 062 001-→C	1400	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	0.82	2.6	2.6	0.00019	4
0.18	M2VA 63 B	3GVA 062 002-→C	1380	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	1.25	2.5	2.6	0.00026	4.5
0.25	M2VA 71 A	3GVA 072 001-→C	1410	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	1.71	2.7	2.9	0.00066	5.5
0.37	M2VA 71 B	3GVA 072 002-→C	1420	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	2.51	2.6	2.8	0.00089	6.5
0.55	M2VA 80 A	3GVA 082 001-→B	1390	75.3	73.1	0.76	1.40	4.6	3.75	2.6	2.9	0.001257	9
0.75	M2VA 80 B	3GVA 082 002-→B	1410	78.2	75.6	0.74	1.90	4.7	5.08	3.5	3.9	0.001565	10.5
4-poles = 1500 r/min				400 V 50 Hz				High-output design					
0.25	M2VA 63 BB	3GVA 062 003-→C	1370	70.3	67.4	0.67	0.78	3.2	1.75	2.5	2.1	0.0003	5
0.45	M2VA 71 BB	3GVA 072 003-→C	1390	75.5	75.3	0.76	1.15	4.1	3.11	2.1	2.3	0.00089	6.5
0.55	M2VA 71 C	3GVA 072 004-→C	1410	77.3	76.9	0.73	1.45	4.8	3.74	2.7	2.9	0.0011	7
0.95	M2VA 80 C	3GVA 082 003-→B	1410	78.9	77.9	0.75	2.35	4.3	6.44	2.9	3.3	0.001948	11
2-poles = 3000 r/min				400 V 50 Hz				Basic design					EFF
0.09	M2VA 56 A	3GVA 051 001-→A	2820	59.8	53.3	0.69	0.32	3.9	0.31	2.9	2.7	0.00011	
0.12	M2VA 56 B	3GVA 051 002-→A	2840	67.2	63.8	0.64	0.41	4.1	0.41	3.2	2.8	0.00012	3.4
0.18	M2VA 63 A	3GVA 061 001-→C	2820	73.7	70.6	0.64	0.56	4.2	0.62	3.5	3.1	0.00013	3.9
0.25	M2VA 63 B	3GVA 061 002-→C	2810	77.5	75.8	0.71	0.66	4.5	0.87	3.6	3.3	0.00016	4.4
0.37	M2VA 71 A	3GVA 071 001-→C	2840	77.1	76.5	0.72	1.00	5.5	1.25	3.8	3.9	0.0004	5.5
0.55	M2VA 71 B	3GVA 071 002-→C	2830	79.2	78.2	0.76	1.35	5.7	1.86	3.6	3.7	0.00045	6.5
0.75	M2VA 80 A	3GVA 081 001-→B	2870	81.2	79.3	0.75	1.80	6.2	2.49	2.9	3.6	0.000722	9
1.1	M2VA 80 B	3GVA 081 002-→B	2850	81.4	79.5	0.78	2.50	6.1	3.69	2.3	3.5	0.000763	11

Figura 7 - Possíveis motores da do fabricante “ABB” compatíveis com a furadora FKV, [6].

Motor escolhido M2VA 71C



Figura 8- Gráfico do binário debitado em função da velocidade de rotação, pelo motor de alumínio de 0,55kW do fabricante “ABB”, [7].

O binário nominal do motor é de **3,74 Nm (1410rpm)**.

O binário máximo do motor é de $2,9 \times 3,74 = 10,84$ **Nm (≈ 850 rpm)**

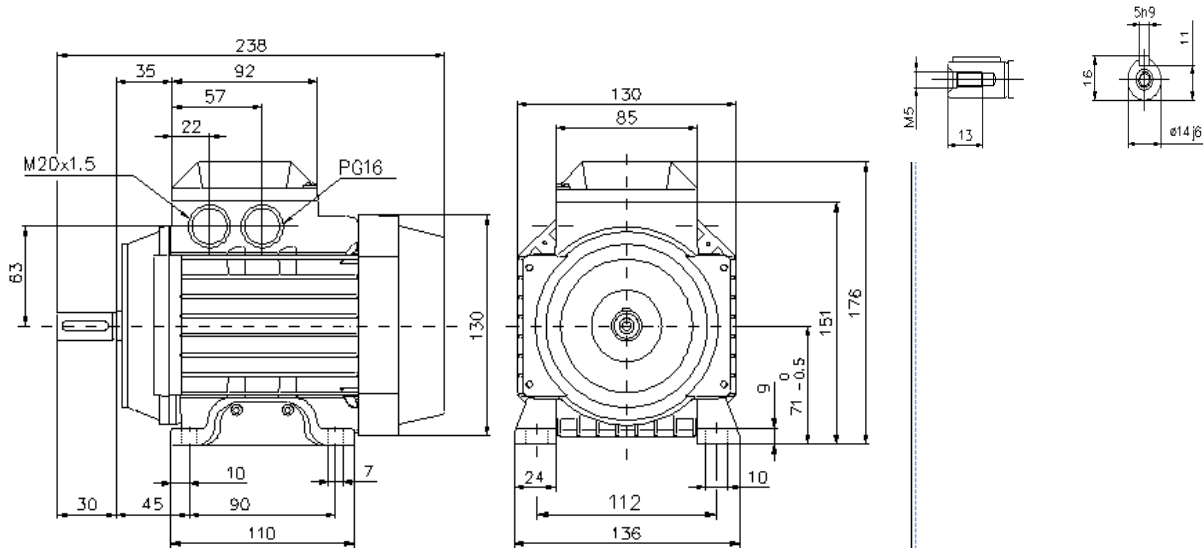


Figura 9- Dimensões do motor escolhido M2VA71031, [6].

Variador ACS350

Ao motor, vai estar associado um variador, também da ABB – ACS350. A existência de um variador, introduz outra das questões importantes, que é, a capacidade que o motor irá ter, de debitar um binário elevado, mesmo quando regularmos o variador, para uma frequência inferior a 50Hz (correspondente a velocidade nominal). Abaixo dos 50Hz (1410rpm), o motor vai perdendo o binário, até um mínimo de 70% do binário nominal, isto caso não exista uma ventilação externa (que garantia 100% do binário nominal). Acima dos 50Hz, o binário decai mais acentuadamente, sendo que perto dos 100Hz (2820rpm), chega a ser menos 40% do binário nominal.

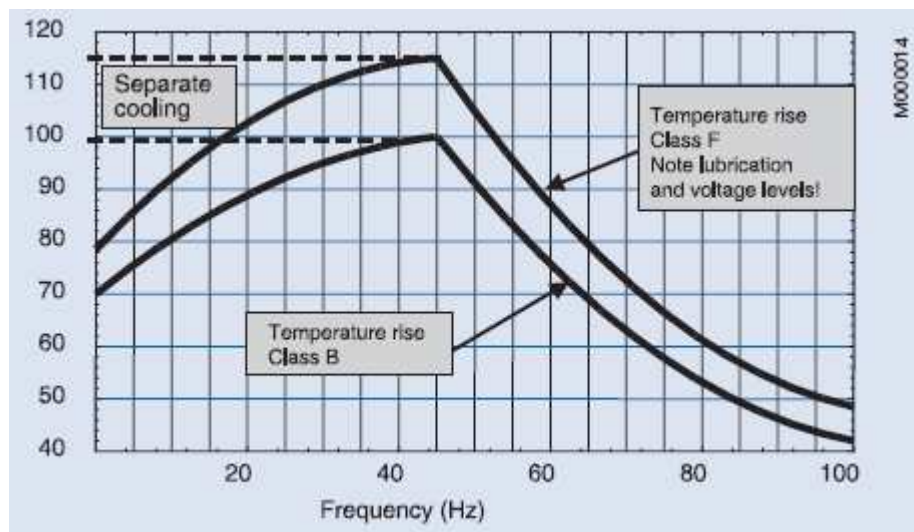


Figura 10 - Gráfico com a percentagem de binário nominal em função da frequência, [6].

Relações de transmissão

Como vou utilizar um variador de velocidade, posso seleccionar qualquer velocidade de rotação do motor (dentro de alguns limites). Tal facto, permite ter na saída do veio árvore, a velocidade pretendida. Dito isto, convém ficar claro que apesar de ter uma infinidade de velocidades, o motor é mais eficiente a uma determinada gama de velocidades. Sendo assim, e por já existir um modelo da gama acima, modelo FJV, com um sistema idêntico, optei por utilizar duas relações de transmissão.

Uma das relações é escolhida com o intuito de furar metais de ligas leves (bronze, alumínio, latão), com brocas relativamente pequenas. Para este caso, as velocidades de rotação são elevadas, acima das 1000rpm, onde não é necessário que o motor debite um binário elevado. A outra relação, em contrapartida, permite furar aço e ferro fundido, com brocas de diâmetro elevado, onde a velocidade de rotação tem de ser obrigatoriamente baixa, e o binário debitado pelo motor muito elevado. Como é evidente, a grande maioria das gamas de furação, não corresponde ao caso mais crítico, material a furar aço e broca $\Phi 28\text{mm}$, nem ao caso mais favorável, furar latão com uma broca de diâmetro 1mm. Sendo assim, é necessário que para cada um dos diversos casos se tenha de optar qual será a relação mais indicada. Conjugando as duas relações de transmissão com o variador de velocidade, consegue-se seleccionar a velocidade adequada para cada situação. Mais uma vez, convém ter presente, que o motor não irá conseguir dar a mesma resposta em todas as gamas de velocidades (o que se verifica na Figura 10).

1º Gama baixa

Onde o motor é mais eficiente é quando roda na velocidade nominal. Para que à saída do veio árvore tenha a velocidade de rotação adequada a furar aço ou ferro fundido, com uma broca de $\Phi 32$ ou $\Phi 28\text{mm}$ (capacidade do modelo FK), preciso de ter uma relação de transmissão que permita reduzir a velocidade de rotação do motor (1410 rpm), significativamente. A velocidade de rotação adequada para furar aço, com uma broca de $\Phi 28\text{mm}$, e que corresponde ao caso crítico, é $\approx 136\text{rpm}$ (Figura 3). Para conseguir esta relação, é necessário estabelecer a redução, em duas etapas. Seria inviável numa só etapa, pois uma das polias teria de ser demasiado grande, não permitindo aloja-la na caixa de velocidades. Mesmo em duas etapas, é impossível conseguir uma relação de transmissão, tão elevada como a do modelo FK. Por esta razão optei por dimensionar a relação de transmissão mais elevada que foi possível estabelecer.

Após diversas tentativas de conjugar as várias possibilidades, com as diversas restrições, e tendo de ser a razão de transmissão normalizada – utilizei o catálogo da “Gates” e os números “normais” (normalizados) (Figura 115 e Figura 116 do anexo C). Cheguei à seguinte relação, [2] [3] [5]:

1ª redução- $1.12^7: 1$

2ª redução – $1.12^7: 1$

Relação final - $1.12^{14}: 1 \approx 5: 1$

2º Gama alta

Para esta gama é pouco importante que o motor debite um binário elevado. O mais importante, é conseguir ter à saída do veio árvore, elevadas rotações. Consultando a Figura 3, verifica-se que para o caso de pretender furar alumínio, com uma broca de $\Phi 2\text{mm}$, a velocidade de rotação indicada seria de 10000 rpm. Dimensionar a relação de transmissão, de modo a obter uma velocidade de saída de 10000 rpm, limitaria muito o uso da gama alta para a maioria das operações. Só para casos muito restritos, como é o caso de ligas de metais leves e utilizando brocas inferiores a 4mm, é indicado que a velocidade de rotação adequada seja inferior a 3000rpm. Sendo assim, é preferível seleccionar a gama alta, de forma a cumprir uma vasta gama intermédia da capacidade de furação - brocas até $\Phi 5\text{mm}$ no caso de aço, brocas até $\Phi 10\text{mm}$ no caso de ferro fundido, e praticamente todas as brocas para ligas leves). Nos casos restritos que falei, apesar de a velocidade ser inferior ao ideal, em termos práticos não causará grandes inconvenientes. Utiliza-se a velocidade máxima possível.

Consultando o Catálogo da *ABB*, verifica-se que o variador permite expandir a velocidade do motor, em cerca do dobro da rotação nominal dele, ou seja 2820 rpm (Figura 10). Em alguns casos poder-se-ia conseguir que o motor rode a cerca de 3 vezes da sua velocidade nominal, mas nestas condições, o motor teria uma eficiência muito baixa.

Com base no que referi atrás, uma relação de transmissão admissível, seria uma relação directa (1:1). Contudo esta relação seria inviável, visto que :

1. É preferível utilizar correias e polias normalizadas, e não existe uma infinidade delas para um determinado entre-eixo.
2. Existe um entre-eixo a cumprir.
3. As dimensões das polias estão condicionadas pelo tamanho da caixa e pela necessidade, ou não, de alojar rolamentos.

Pelas razões referidas optei por uma relação de transmissão de 1: 1.12 (no capítulo do dimensionamento das polias, explicarei mais detalhadamente esta escolha).

Relação final - 1: 1.12¹

Rodando o motor à sua velocidade nominal terei uma velocidade de saída do veio árvore de $\approx 1280\text{rpm}$. Caso o motor rode na velocidade máxima recomendada (2 vezes superior à nominal), a velocidade de saída será de 2560rpm, o que satisfaz o que era pretendido, [2] [3] [5].

Dimensionamento das polias

1º Gama baixa

Sendo ambas as relações de transmissão $1.12^7: 1$, e consultando o catálogo da *Gates* (Figura 115 e Figura 116 do anexo C), escolhi as seguintes polias, [3] [5]:

- **2Polias 16L** - 1polia acoplada ao veio do motor e outra acoplada ao veio intermédio
- **2Polias 36L** - 1polia acoplada ao veio intermédio e outra acoplada ao veio árvore.

Esta escolha deveu-se aos seguintes factores:

1. Restrição do diâmetro da polia maior – uma polia maior não se conseguia alojar na caixa.
2. Restrição do diâmetro da polia menor – uma polia mais pequena não iria suportar a potência no veio intermédio.
3. O entre-eixo veio motor e veio intermédio, e o entre-eixo veio intermédio e veio árvore – o facto das correias e das polias terem de ser normalizadas faz com que não exista uma gama infinita de correias e polias para um determinado entre-eixo);
4. O entre-eixo veio árvore e veio motor está limitado ($148.86 \pm 2\text{mm}$), o que irá restringir os restantes entre-eixos.
5. Devido à limitação do tamanho do motor, o binário que este consegue transmitir está limitado, obrigando a escolher a maior relação de transmissão final possível, para que o binário no veio árvore seja suficiente para furar o que for pretendido.

Consultando a Figura 118 do anexo A, verifica-se que a polia 16L que esta acoplada ao veio intermédio, e que roda a aproximadamente 660rpm, não suporta a potência de 0,55kW (0,75HP) debitada pelo motor, sendo o valor limite de $\approx 0,55\text{HP}$.

Apesar de ter a noção desta lacuna, para a contornar, seria necessário aumentar o tamanho da polia mas manter a maior relação de transmissão possível. Caso contrário não se consegue ter o binário necessário à saída do veio árvore. Esta alteração obrigaria à mudança de entre-eixos, o que tornaria inviável acoplar as polias dentro da caixa de velocidades.

Dito isto, e sabendo que o preço de uma polia normalizada é relativamente baixo, é na minha opinião, preferível a sua substituição periodicamente (intervalos relativamente alargados), do que a procura por uma solução muito mais complexa e possivelmente dispendiosa. No caso de a polia ceder quando a furadora estiver a funcionar, não se estragará nada, deixando a furadora de trabalhar adequadamente,

tendo de se proceder à sua substituição. Funcionará, do meu ponto de vista, como um fusível mecânico, evitando que se danifique peças muito mais dispendiosas (como por exemplo os veios), [3] [5].

2º Gama alta

Sendo as relações de transmissão ambas 1.12⁷: 1, e consultando o catálogo da *Gates* (Figura 115 e Figura 116 do anexo C), escolhi as seguintes polias:

- **20L - polia acoplada ao veio de entrada**
- **22L – polia acoplada ao veio árvore**

Esta escolha deveu-se aos seguintes factores:

1. Restrição do diâmetro da polia 22L – se a polia para o veio árvore fosse maior, não se iria conseguir alojar na caixa.
2. Restrição do diâmetro da polia 22L – se a polia para o veio árvore fosse menor, não se iria conseguir acoplar um rolamento adequado.
3. O entre-eixo entre o veio árvore e o veio do motor está limitado ($148 \pm 2\text{mm}$), [3][5]

Dimensionamento das Correias dentadas e do entre-eixo

1ª Gama baixa

Equação da distância entre-eixos

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{\pi}{2}(d + D) + \sqrt{L - \frac{\pi}{2}(d + D)^2 - 2(D - d)^2} \right] \quad [4]$$

Correia *Gates* 169 – L (Figura 112, Figura 115 e Figura 114 do anexo C)

Sprocket Combinations			
DriveR		DriveN	
No. of Grooves	Pitch Diam. Inches	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches
16	1.910	36	4.297
Speed Ratio 2.25			

165L P.L. 16.50 44 Teeth	Ref. 169L PL.16.88 45Teeth Gates	173L P.L. 17.25 46 Teeth	176L P.L. 17.63 47 Teeth
3.35			

Figura 11– Referência das correias escolhidas para a gama baixa, [5].

Factor de dentes em contacto, Z_C : 1 [5]

- Entre-eixo veio do motor/ veio intermédio - 3.35in – 85.086 mm
- Entre-eixo veio intermédio/ veio arvore - 3.35in – 85.086 mm

2ª Gama alta

Correia *Gates* 195 – L (Figura 116 do anexo C)

Sprocket Combinations			
DriveR		DriveN	
No. of Grooves	Pitch Diam. Inches	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches
20	2.387	22	2.626
Speed Ratio 1.100			

Center Distance, Inches					
188L P.L. 18.75 50 Teeth	195L P.L. 19.50 52 Teeth	199L P.L. 19.88 53 Teeth	203L P.L. 20.25 54 Teeth	210L P.L. 21.00 56 Teeth	218L P.L. 21.75 58 Teeth
5.81					

Factor de dentes em contacto, Z_C : 1, [5].

Figura 12 - Referência das correias escolhidas para a gama alta, [5].

- Entre-eixo imposto 148.86±2m2
- Entre-eixo corrigido 5.81 in = 147.57 mm

Verificação da capacidade de furação face ao motor escolhido

Tal como referi, a furadora FKV irá ser da mesma gama de potência da furadora FK. Tal facto, faz com que as capacidades de furação, caso possível, sejam idênticas.

O fabricante indica que o modelo FK, consegue furar ferro fundido até $\Phi 32\text{mm}$ e aço até $\Phi 28\text{mm}$, e as velocidades de rotação possíveis à saída da árvore são: 90 (180); 300 (600); 400 (800); 1300 (2600) – motor na gama baixa (gama alta).

Para que a nova furadora FKV possa furar ferro fundido, com uma broca de $\Phi 32\text{mm}$, com eficiência, a velocidade de rotação adequada é de $\approx 272\text{ rpm}$ (Figura 3).

Para que possa furar aço com uma broca de $\Phi 28\text{mm}$, com eficiência, a velocidade de rotação adequada é de $\approx 136\text{ rpm}$ (Figura 3).

O facto de estabelecer a velocidade mínima correspondente a furar com uma broca de $\Phi 28\text{mm}$, tem a ver com o facto de pretender manter a capacidade de furação da FKV igual ao do modelo FK. Disto isto, é importante referir que possivelmente vou ser obrigado a reduzir a capacidade de furação do novo modelo, pois à saída do veio árvore tenho um binário inferior ao do modelo de engrenagens (a relação de transmissão é muito menor no modelo FKV do que no FK).

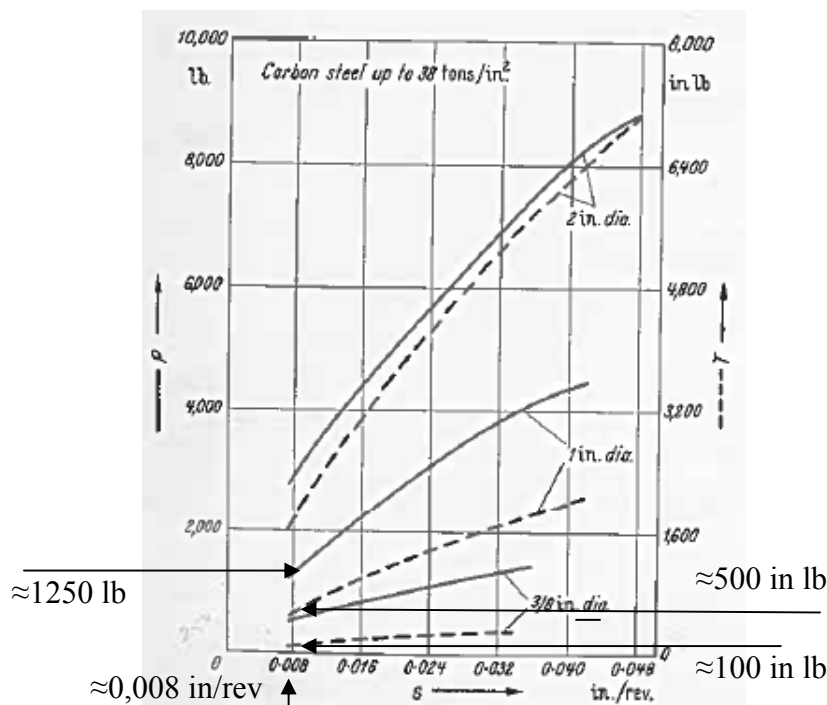


Figura 13 – Binário e força axial necessária para furar aço em função da velocidade de avanço e do diâmetro da broca, [2].

Para avaliar a capacidade de furação da nova furadora, irei avaliar o caso mais crítico, ou seja, qual a broca maior que posso utilizar para furar aço.

Binário (Torque)

Por uma questão de simplificação das contas, considere o rendimento das correias 100%. Neste caso, as potências mantêm-se constantes nos três veios e iguais à potência fornecida pelo motor. Na realidade o rendimento das correias dentadas é aproximadamente **98%**.

No caso de ter engrenado a gama baixa, a potência no veio árvore seria $0,98^2 \times Pot.veiomotor$, o que corresponde a aproximadamente um erro máximo de **4%**, valor que na minha opinião é aceitável desprezar.

Gama baixa:

Quando o motor funcionar à rotação nominal (**≈1410rpm**), a velocidade no veio árvore é de **≈278rpm** e o binário será de:

$$\left(\frac{36}{16}\right)^2 \times 3,74 = 18,93 Nm \quad (165 \text{ in lb})$$

Quando o motor estiver em carga, e for obrigado a baixar de velocidade, irá debitar o seu binário máximo perto das **900 rpm**, e o binário no veio árvore (**≈180rpm**) será dado por (Figura 7 e Figura 8):

$$\left(\frac{36}{16}\right)^2 \times 3,74 \times 2,9 = 54,90 Nm \quad (480 \text{ in lb})$$

Caso opte por uma velocidade de avanço relativamente baixa (sendo a furadora de avanço manual, é complicado avaliar uma velocidade de avanço), aproximadamente de **0,008 in/rev (≈0,2mm/rev)**, e analisando a Figura 13, o diâmetro máximo da broca que posso utilizar para furar aço é:

- | | |
|--------------------------|---|
| 1. Φ16mm (5/8 in) | motor à rotação nominal (≈1410rpm) |
| 2. Φ25mm (1 in) | motor em carga máxima (≈900rpm) |

Para se furar com uma broca de Φ16mm, a velocidade de avanço recomendado é de **0,008 in/rev**, e no caso de uma broca de **Φ25mm**, é de **0,010 in/rev** (Figura 106 e Figura 107). Sendo assim parece-me desnecessário corrigir os valores acima.

Os diâmetros das brocas que obteve-se, tendo em conta que o motor iria funcionar à sua velocidade nominal. Este facto não será verdade para todas as situações. A não ser que o motor tenha associado um sistema de ventilação externa, este irá perder a eficiência, à medida que se diminui a frequência (Hz) e consequentemente a rotação.

Caso pretendamos furar aço com uma broca de **Φ16mm**, a velocidade de rotação do veio árvore pretendida é de aproximadamente **240rpm**, o que faz com que o motor tenha de girar perto das **1215 rpm**. Para tal o variador não estará regulado para **50Hz** mas sim para aproximadamente **40Hz** (Figura 10).

Nesta circunstância o motor debita cerca de **95%** do seu binário (**$\approx 18\text{Nm}$**). Visto o motor funcionar perto da frequência nominal, a perda de binário é mínima, o que não irá alterar significativamente os cálculos.

Por outro lado, necessitando de se furar com uma broca de **$\Phi 25\text{mm}$** , a rotação indicada é de **$\approx 150\text{ rpm}$** no veio árvore. Para tal, o motor iria ter de funcionar perto das **760rpm**. Uma das hipóteses seria regular o variador para aproximadamente **25Hz** (Figura 9), o que faria com que o motor perdesse cerca de pouco mais de **5%** de binário. O grande inconveniente é que o motor não consegue vencer o esforço necessário, para furar aço com uma broca de **$\Phi 25\text{mm}$** , quando debita o seu binário nominal. A única solução, será regular o variador para perto dos **50Hz (1410rpm)**, sendo obrigado a perder velocidade, por excesso de esforço, até atingir o seu pico de binário (**900rpm**). Como é evidente, esta solução não é saudável para o motor, e só pode ser utilizada em casos muito esporádicos. Caso contrário, põe-se em causa o correcto funcionamento do motor, bem como dos veios, polias, correias, entre outros mecanismos, que não iram ser dimensionados para suportar o binário máximo, mas sim o nominal. As ferramentas de corte, as brocas, também podem ficar danificadas, se bem que o veio árvore rodaria perto das **180rpm** (motor às **900rpm**), o que não será grande diferença para a velocidade recomendada (**150rpm**).

Grande parte dos cálculos, são feitos, adoptando uma determinada velocidade de avanço. O modelo de furadora que se está a projectar não tem avanço mecânico, ou seja, não existe nenhum mecanismo automatizado (de série) que faça o avanço da ferramenta. Esse avanço é efectuado pelo operário, que dificilmente consegue efectuar uma velocidade constante de descida da manga. Sabendo que não se irá cumprir rigorosamente as velocidades recomendadas, parece-me correcto, em termos de dimensionamento, utilizar a velocidade de avanço recomendada.

Gama de velocidades recomendada para o modelo FKV

Gama motor – 760 a 2820 rpm:

1. Gama baixa – 150 a 556 rpm
2. Gama alta – 690 a 2560 rpm

Força axial – mecanismo de avanço manual

É preciso ter em atenção que o novo modelo FKV, vem de série, com avanço manual, o que faz com que seja impossível regular a velocidade de avanço. Este avanço vai ser determinado pela perícia do operário. O mesmo acontece com a força axial. Visto não estar o avanço ligado ao motor, como acontece nos mecanismos de avanço mecânico, a força axial terá de ser exercida pelo operário. É necessário verificar se o operário, tem a força necessária para furar nos casos críticos - furar aço, broca de $\Phi 25\text{mm}$, com um avanço de **0,008 in/rev** (Figura 106 e Figura 107).

A força axial necessária para furar nas condições indicadas é de **1250 lb (5500N)**. Este valor foi retirado da Figura 13. O veio que acciona a manga tem um diâmetro de $\Phi 28\text{mm}$ (**roda z14 talhada no veio**). Sendo assim, o binário necessário no veio de accionamento é:

$$5500 \times 0.014 = 77 \text{ Nm}$$

Tendo a alavanca, onde o operário irá exercer força, **400mm** de comprimento (no máximo), a força necessária que ele terá de exercer é:

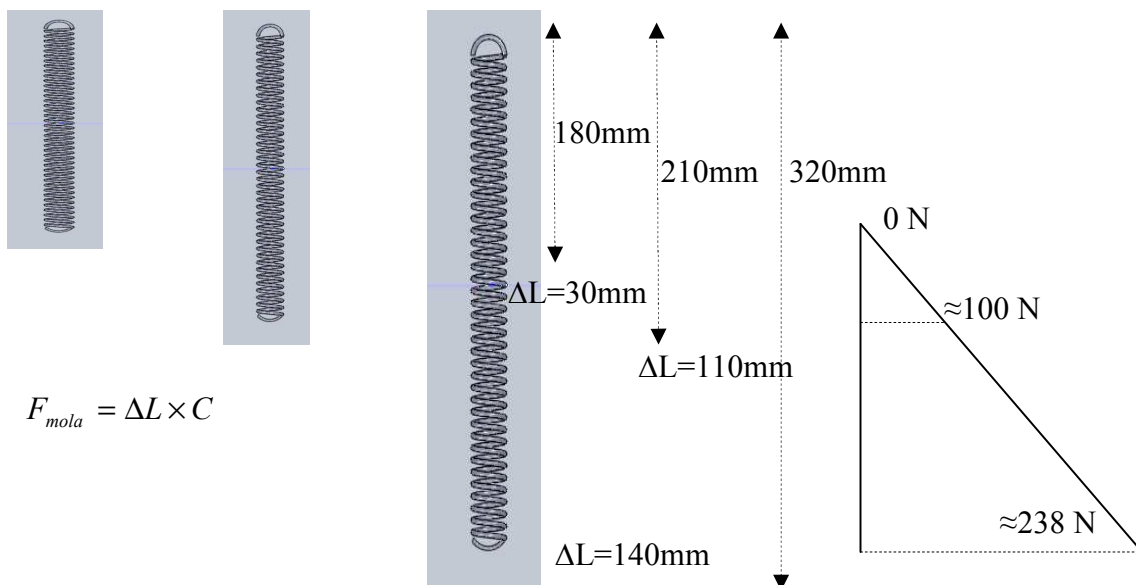
$$\frac{77}{0.40} = 192.5 \text{ N}$$

Uma pessoa no limite consegue exercer uma força igual ao seu peso (**> 500N**), logo a força axial necessária para furar, é facilmente conseguida.

Movimento de retorno – força da mola

O retorno da manga, é efectuado pela acção de duas molas, que quando a furadora estiver em repouso (manga na posição mais elevada), têm de exercer uma força ligeiramente superior ao peso da manga completa (manga, árvore, rolamentos, ferramenta de corte, entre outras peças).

O peso aproximado para a manga completa é de 10kg ($\approx 100\text{N}$). O curso da manga é de 110mm.



As molas nunca se encontram no estado de repouso, sendo que quando se encontram na posição menos alongada, o valor do deslocamento ΔL é de 30mm. Neste caso, podemos calcular qual tem de ser a Constante de rigidez, C , mínima, de cada mola, para suportar o peso da manga.

$$\frac{F_{\min ima}}{2} = 30 \times C \Leftrightarrow C_{\min} = \frac{50}{30} = 1.7 N / mm$$

Na posição mais alongada, cada mola irá exercer uma força de:

$$F = 140 \times C \Leftrightarrow F_{\min} = 140 \times 1,7 = 238 N$$

Como é evidente, as molas, provocam uma força crescente, e em sentido contrário ao movimento de avanço. Isto implica que o valor da força a exercer pelo utilizador, seja superior ao indicado atrás. No limite, esse valor pode chegar a ser superior em aproximadamente 20% (manga na posição mais baixa).

$$F_{total} = 5500 + 2 \times 238 = 5976 N$$

Análise de solicitações em correias

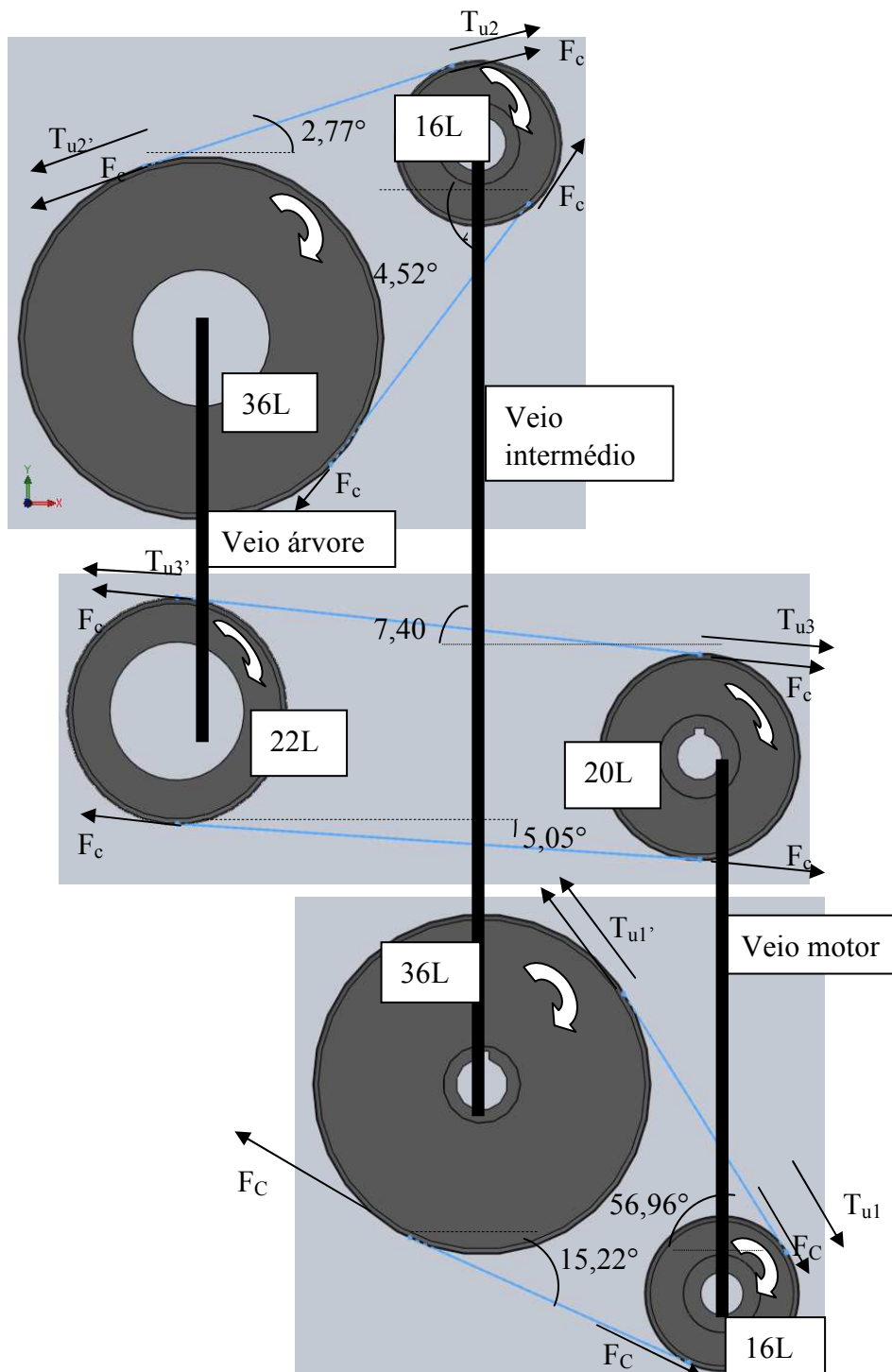


Figura 14 – esquema dos esforços que actuam sobre as correias, [4].

O conjunto de forças que actuam sobre as polias tem a mesma direcção mas sentido oposto da força correspondente que actua sobre a correia. Trata-se de um par acção-reacção, [4].

Análise de solicitações nas polias (vista de cima)

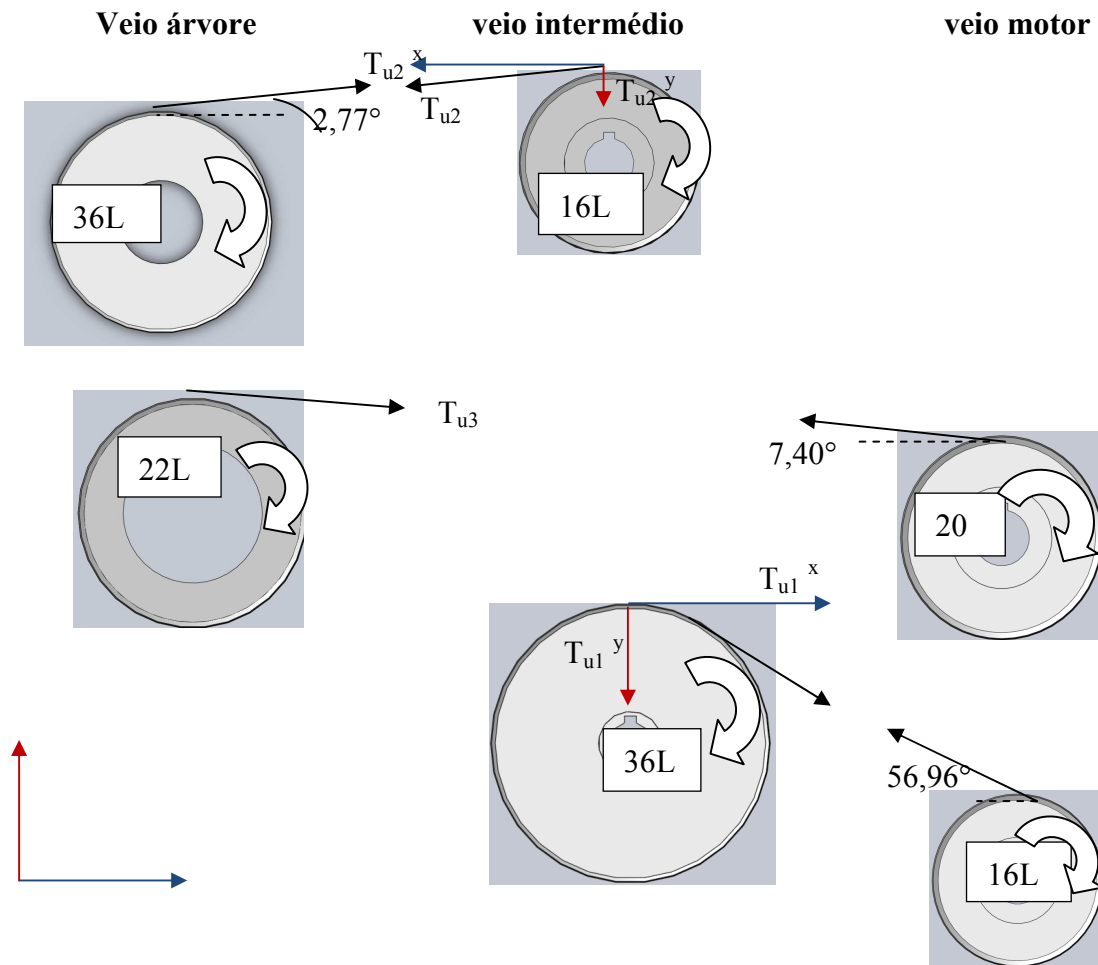


Figura 15 – esquema dos esforços que actuam sobre as correias

1. Gama baixa

- O binário máximo no veio motor, correspondente à potência nominal de **0,55kW** (às **1410 rpm**) do motor é **3,74 Nm**.

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{550}{\omega} \Rightarrow \omega = \frac{n \times 2\pi}{60} \Rightarrow M_t = \frac{550 \times 60}{1410 \times 2\pi} \approx 3,74 Nm$$

- O binário máximo no veio intermédio (**≈627 rpm**), correspondente à potência nominal de **0,55 kW** (às **1410 rpm**) do motor é:

$$M_t = \frac{550 \times 60}{1410 \times \frac{16}{36} \times 2\pi} \approx 8,38 Nm$$

- O binário máximo no veio árvore (**≈278 rpm**), correspondente à potência nominal de **0,55 kW** (às **1410 rpm**) do motor é:

$$M_t = \frac{550 \times 60}{1410 \times \left(\frac{16}{36}\right)^2 \times 2\pi} = 18,85 Nm$$

Força útil T_u

- Veio motor**

Polia 16L

$$T_{u1} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{3,74}{\frac{48,51 \times 10^{-3}}{2}} = 154 N$$

- Veio intermédio**

Polia 16L

$$T_{u2} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{8,38}{\frac{48,51 \times 10^{-3}}{2}} = 345 N$$

Polia 36L

$$T_{u1'} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{8,38}{\frac{109,15 \times 10^{-3}}{2}} = 154 N$$

- Veio árvore**

Polia 36L

(rolamento acoplado)

$$T_{u2'} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{18,85}{\frac{109,15 \times 10^{-3}}{2}} = 345 N$$

2. Gama alta

- O binário máximo no veio motor, correspondente à potência nominal de **0,55kW** (às **1410 rpm**) do motor é **3,74 Nm**.

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{550}{\omega} \Rightarrow \omega = \frac{n \times 2\pi}{60} \Rightarrow M_t = \frac{550 \times 60}{1410 \times 2\pi} = 3,74 Nm$$

- O binário máximo no veio árvore (**1282 rpm**), correspondente à potência nominal de **0,55 kW** (às **1410 rpm**) do motor é:

$$M_t = \frac{550 \times 60}{1410 \times \frac{20}{22} \times 2\pi} = 4,09 Nm$$

- **Veio motor**

$$\text{Polia 20L} \quad T_{u3} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{3,74}{\frac{60,64 \times 10^{-3}}{2}} = 123 N$$

- **Veio árvore**

$$\text{Polia 22L} \quad T_{u3'} = \frac{M_t}{\frac{d}{2}} = \frac{4,09}{\frac{66,70 \times 10^{-3}}{2}} = 123 N$$

(rolamento acoplado)

Cálculo de reacções nos apoios da caixa

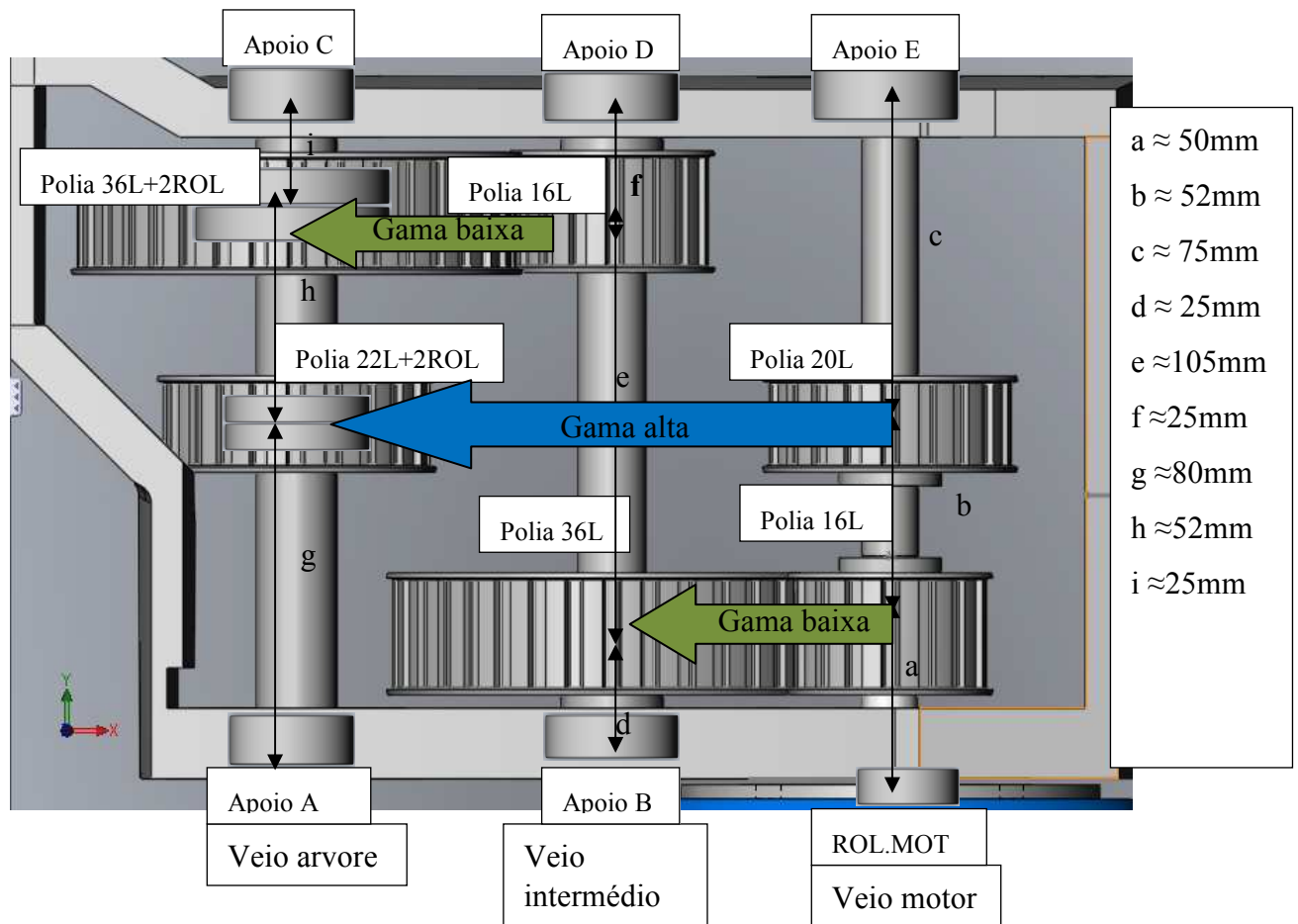


Figura 16 – Esquema da cadeia cinemática da caixa de velocidades

Gama baixa:

○ **Veio motor**

Apenas a polia 16L está em esforço. O balanço das forças que actuam no veio é ilustrado na figura abaixo:

$$\sum F=0$$

$$R_E + R_M + T_{u1} = 0$$

$$R_E = 43,5 \text{ N}$$

$$R_M = 110,5 \text{ N}$$

$$\sum ME=0$$

$$R_M * (a+b+c) + T_{u1} * (c+b)$$

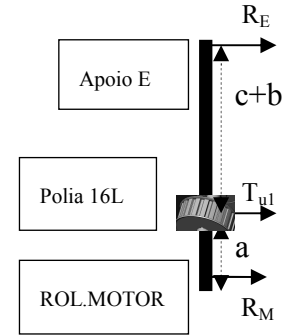


Figura 17 – esquema das forças que actuam no veio motor quando esta seleccionada a gama baixa

○ **Veio intermédio**

Tanto a polia 16L como a polia 36L estão em esforço. Neste caso é necessário decompor as forças num referencial, tendo para tal de projectar nesse referencial a direcção da força T_u para cada uma das polias. O balanço das forças que actuam no veio é ilustrado na figura abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F=0 \\ R_D^X + R_B^X + T_{u1}^X + T_{u2}^X = 0 \\ R_D^Y + R_B^Y + T_{u1}^Y + T_{u2}^Y = 0 \end{array} \right.$$

Referencial local:

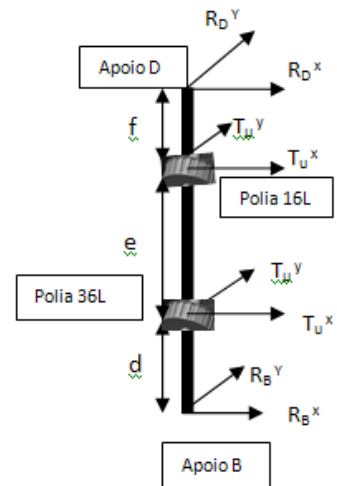
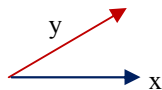


Figura 18 – esquema das forças que actuam no veio intermédio quando esta seleccionada a gama baixa

$$M_D=0$$

$$R_B^y \times (f + e + d) + T_{u1}^y \times (f + e) + T_{u2}^y \times f = 0 \Leftrightarrow$$

$$R_B^x \times (f + e + d) + T_{u1}^x \times (f + e) + T_{u2}^x \times f = 0 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow R_B^y \times (f + e + d) - 154 \times \sin(56,96) \times (f + e) - 345 \times \sin(2,77) \times f = 0$$

$$\Leftrightarrow R_B^x \times (f + e + d) + 154 \times \cos(56,96) \times (f + e) - 345 \times \cos(2,77) \times f = 0$$

$$R_B^x = -15N$$

$$R_B^y = 111,0N$$

$$R_D^x = 275N$$

$$R_D^y = 35N$$

$$R_D = \sqrt{(R_D^x)^2 + (R_D^y)^2}$$

$$R_D = 277 N$$

$$R_B = 112 N$$

○ Veio árvore

Apenas a polia 36L está em esforço. O balanço das forças que actuam no veio é ilustrado na figura abaixo:

$$\sum F=0$$

$$R_E + R_M + T_{u2} = 0$$

$$R_C = 290 N$$

$$R_A = 55 N$$

$$\sum ME=0$$

$$R_M * (i+g+h) + T_{u2} * (i)$$

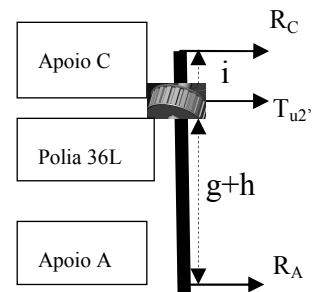


Figura 19 - esquema das forças que actuam no veio árvore quando esta seleccionada a gama baixa

Gama alta:

○ **Veio motor**

Apenas a polia 20L está em esforço. O balanço das forças que actuam no veio é ilustrado na figura abaixo:

$$\sum F=0$$

$$R_E + R_M + T_{u3} = 0$$

$$R_E = 71 \text{ N}$$

$$R_M = 52 \text{ N}$$

$$\sum ME=0$$

$$R_M * (a+b+c) + T_{u3} * (c)$$

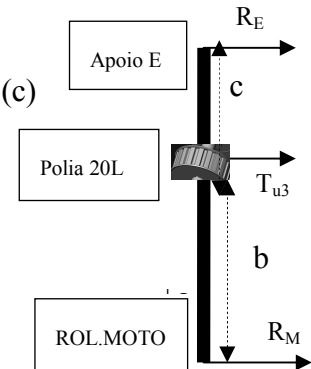


Figura 20 - esquema das forças que actuam no veio motor quando esta seleccionada a gama alta

○ **Veio árvore**

Apenas a polia 22L está em esforço. O balanço das forças que actuam no veio é ilustrado na figura abaixo:

$$\sum F=0$$

$$R_E + R_M + T_{u3'} = 0$$

$$R_C = 63 \text{ N}$$

$$R_A = 60 \text{ N}$$

$$\sum ME=0$$

$$R_M * (i+g+h) + T_{u3'} * (i+h)$$

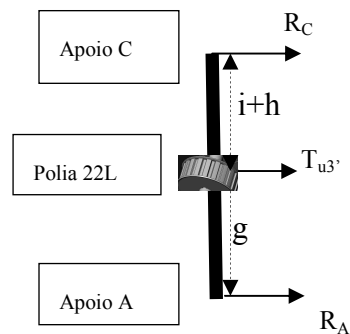


Figura 21 - esquema das forças que actuam no veio árvore quando esta seleccionada a gama alta

Dimensionamento dos veios

O cárter é composto por 3 veios – veio árvore, veio intermédio e veio motor

A fórmula usada para o dimensionamento inicial foi:

$$\tau = \frac{16Mt}{\pi d^3} \Leftrightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16Mt}{\tau \pi}} \quad [8]$$

Trata-se de um método iterativo, em que se determinou o diâmetro mínimo para os veios, de acordo com as condições da Figura 22:

Diâmetro	τ Admissível
Até 16mm	10000000
De 16mm a 40mm	16000000
Acima de 40mm	25000000

Figura 22 – Tensão admissível em função do diâmetro do veio, [8].

Veio motor:

- para $\tau = 10000000 \text{ N/m}^2$ e $Mt = 3.74 \text{ Nm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3.74}{10000000 \cdot 3,1415}} \Leftrightarrow d \approx 13 \text{ mm}$$

Foi escolhido um **veio motor** com um diâmetro de **14mm**. Este veio irá ser acoplado ao veio próprio do motor, através de uma chaveta, que também é de 14mm (motor tamanho 71). Mais a frente, irá verificar-se, que é necessário escalonar o veio, pois a flecha obtida é demasiada elevada (uma secção de **17mm** e outra de **14mm**).

veio intermédio

- para $\tau = 10000000 \text{ N/m}^2$ e $Mt = 8.4 \text{ Nm}$ $\tau = 16000000 \text{ N/m}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3.74 \times \frac{36}{16}}{10000000 \times 3,1415}} \Leftrightarrow d \approx 16 \text{ mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3.74 \times \frac{36}{16}}{16000000 \times 3,1415}} \Leftrightarrow d \approx 14 \text{ mm}$$

Optei por utilizar um **veio intermédio** de diâmetro **17mm**, sendo a principal razão desta escolha o facto de existirem vários rolamentos com diâmetro interior de 17mm

Veio árvore

- para $\tau=16000000 \text{ N/m}^2$ e $M_t = 18,9\text{Nm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3.74 \times \left(\frac{36}{16}\right)^2}{10000000 \times 3,1415}} \Leftrightarrow d \approx 18\text{mm}$$

Optei por utilizar um **veio árvore** de diâmetro **20mm**.

Nota: Foi considerado o rendimento 100% por uma questão de simplificação de cálculos (esta aproximação é válida tendo em conta que os rendimentos neste tipo de mecanismos ~97-98%).

Flecha admissível dos veios - verificação

Apesar de já se ter feito um pré-cálculo para determinar o diâmetro mínimo indicado para cada um dos veios, esse cálculo é pouco rigoroso, sendo que só têm em conta o valor do momento torsor que é aplicado ao veio. É necessário portanto verificar esse valor, tendo em conta que a flecha máxima, para cada veio, não pode ultrapassar o valor da flecha admissível. Posteriormente irá verificar-se se os veios não têm problemas de fadiga.

Para determinar a flecha máxima de cada veio, usei o programa *MDSOLIDS*. A fórmula que utilizei para determinar a flecha máxima admissível foi:

$$\begin{aligned}\delta_{\text{permitido}} &= 0,01 * m_n \Leftrightarrow \delta_{\text{permitido}} = 0,01 * \frac{p}{\pi} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \delta_{\text{permitido}} &= 0,01 * \frac{9,52}{\pi} \Leftrightarrow \delta_{\text{permitido}} = 0,0303mm\end{aligned}\quad [5]$$

No caso de serem engrenagens, a fórmula acima seria discutível, estando o valor da flecha admissível no limite do aceitável (qualidade grosseira). A fórmula mais usual quando se quer elevada precisão, é de $0,001 * m_n$.

Valores de flechas dos veios, superiores a este valor, no caso de engrenagens, poderiam causar interferência ou folgas excessivas, causando um desgaste excessivo nas engrenagens (para além do elevado ruído).

No caso das correias, não existe problema de interferência, sendo a tolerância geométrica muito superior à das engrenagens, apesar de também ser limitada, pois caso a correia esteja muito ou pouco esticada, irá provocar um funcionamento incorrecto.

Consultando a Figura 123 do anexo C, pode-se verificar que, para a dimensão das correias utilizadas, a tolerância do entre-eixo é de 0,2mm. Isto significa que cada veio, pode-se afastar no limite 0,1mm (em relação à distancia entre-eixo padrão). Sendo assim, o limite admissível utilizado é o correcto.

○ Veio motor-14mm

16L

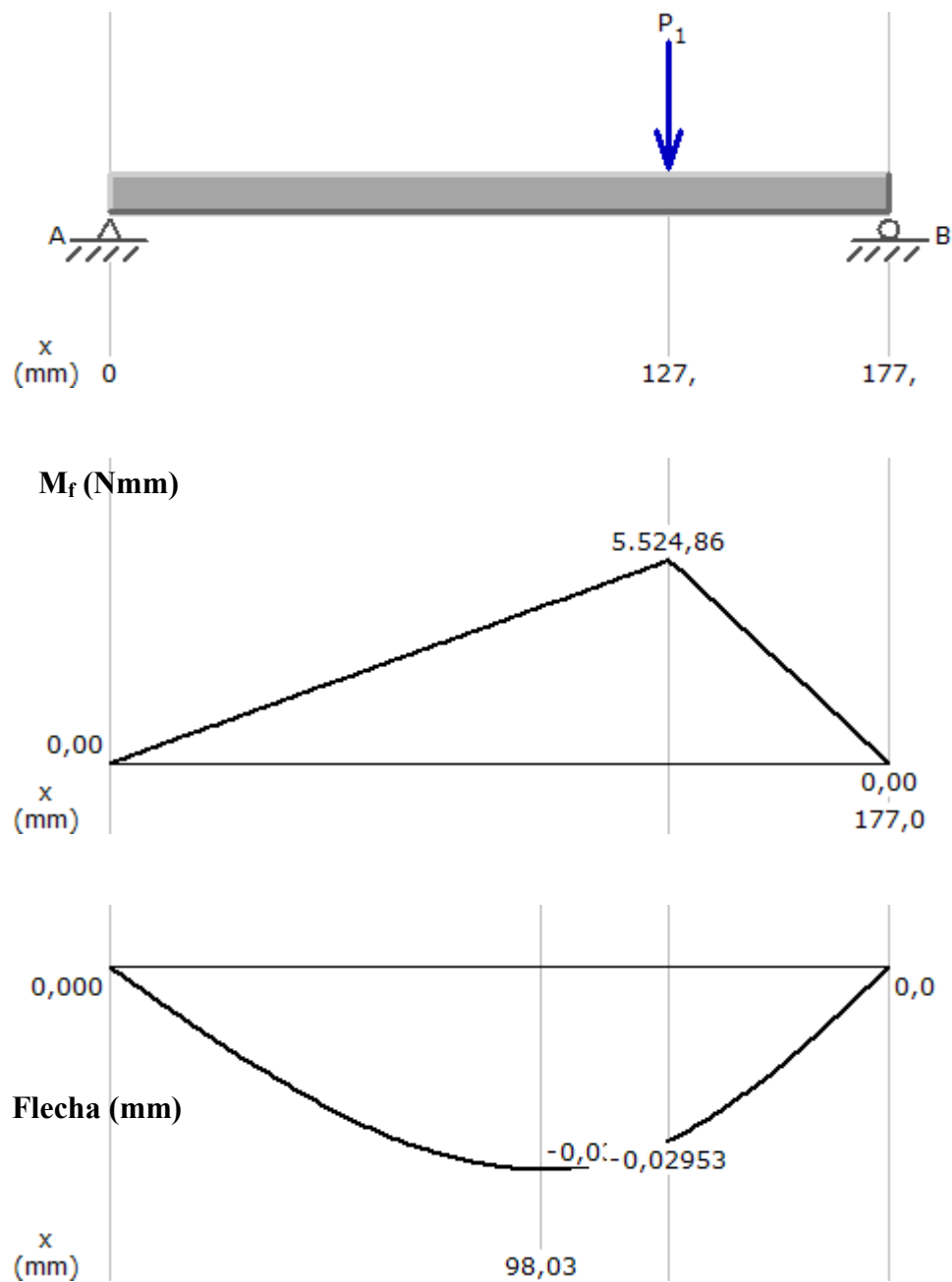


Figura 23 – diagrama de momentos flectores e curva de flecha no veio motor quando está seleccionada a gama baixa.

$$\delta_{\max} = |-0,03| < 0,01 * mn \Leftrightarrow |-0,03| < 0,0303$$

20L

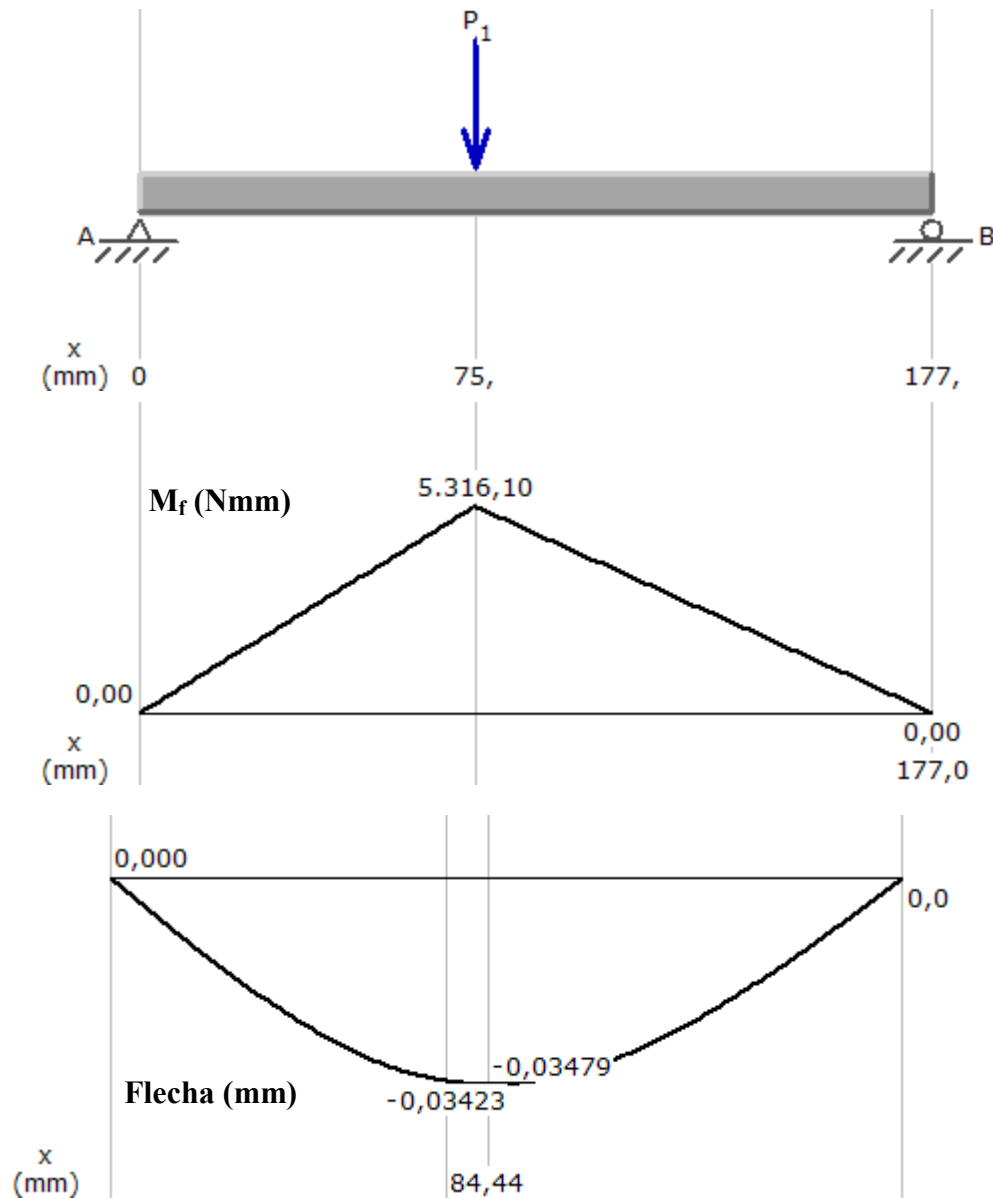
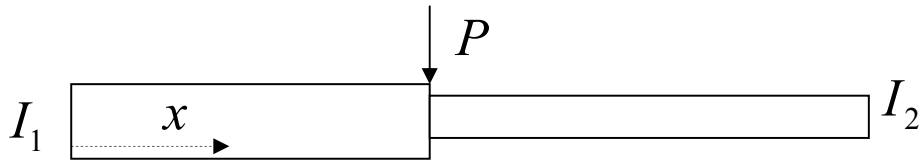


Figura 24 – diagrama de momentos flectores e curva de flecha no veio motor quando está seleccionada a gama alta.

$$\delta_{\max} = |-0,03| < 0,01 * mn \Leftrightarrow |-0,03423| > 0,0303$$

A flecha ultrapassa o valor máximo admissível. É portanto necessário utilizar um veio de diâmetro superior. O inconveniente é que o veio de saída do motor é normalizado e tem diâmetro 14mm. A solução passa, a meu ver, por escalonar o veio. Optei por utilizar um diâmetro de 17mm, que se mantém constante até à polia 20L (que faz de batente), a partir daí tem os mesmos 14mm do veio do motor. Irei verificar o valor da flecha máxima do veio composto, utilizando para tal o teorema de Castigliano, [16].



$$M_f = 0.577P \times x$$

$$\frac{\partial M_f}{\partial P} = 0.577x$$

$$M_f = -0.423P \times x + 75P$$

$$\frac{\partial M_f}{\partial P} = -0.423x + 75$$

$$U = \int_0^{75} \frac{M_f^2}{2EI_1} dx + \int_{75}^{177} \frac{M_f^2}{2EI_2} dx$$

$$\delta_{\max} = \frac{\partial U}{\partial P} = \int_0^{75} \frac{2M_f}{2EI_1} \frac{\partial M_f}{\partial P} dx + \int_{75}^{177} \frac{2M_f}{2EI_2} \frac{\partial M_f}{\partial P} dx$$

$$\delta_{\max} = P \int_0^{75} \frac{(0.577x)}{E \times \frac{\pi \times 17^4}{64}} dx + P \int_{75}^{177} \frac{(-0.423x + 75)^2}{E \times \frac{\pi \times 14^4}{64}} dx$$

$$\delta_{\max} = 0.00232 + 0.0199 = 0.022mm$$

Tive de considerar, para facilitar os cálculos, que a mudança de secção acontece, onde a força é exercida, ou seja a meio da polia 22L, e não à face. Tendo a polia uma largura de 0.75in≈18.75mm, comete-se um desvio de 9,375mm, que para um veio de 177mm, corresponde a ≈5%. Sendo assim, e sendo que de outra forma o cálculo seria muito mais complexo, parece-me perfeitamente razoável esta aproximação.

Por outro lado, o valor da flecha máxima que determinei, corresponde ao local onde é exercida a força, e não ao local de máxima flecha. Contudo, para além de serem muito perto um do outro, porque a polia está praticamente a meio dos apoios, o que interessa é o valor da flecha onde está acoplada a polia. É aí que pode existir problemas causados pela variação do entre-eixo.

Veio intermédio -36L e 16L

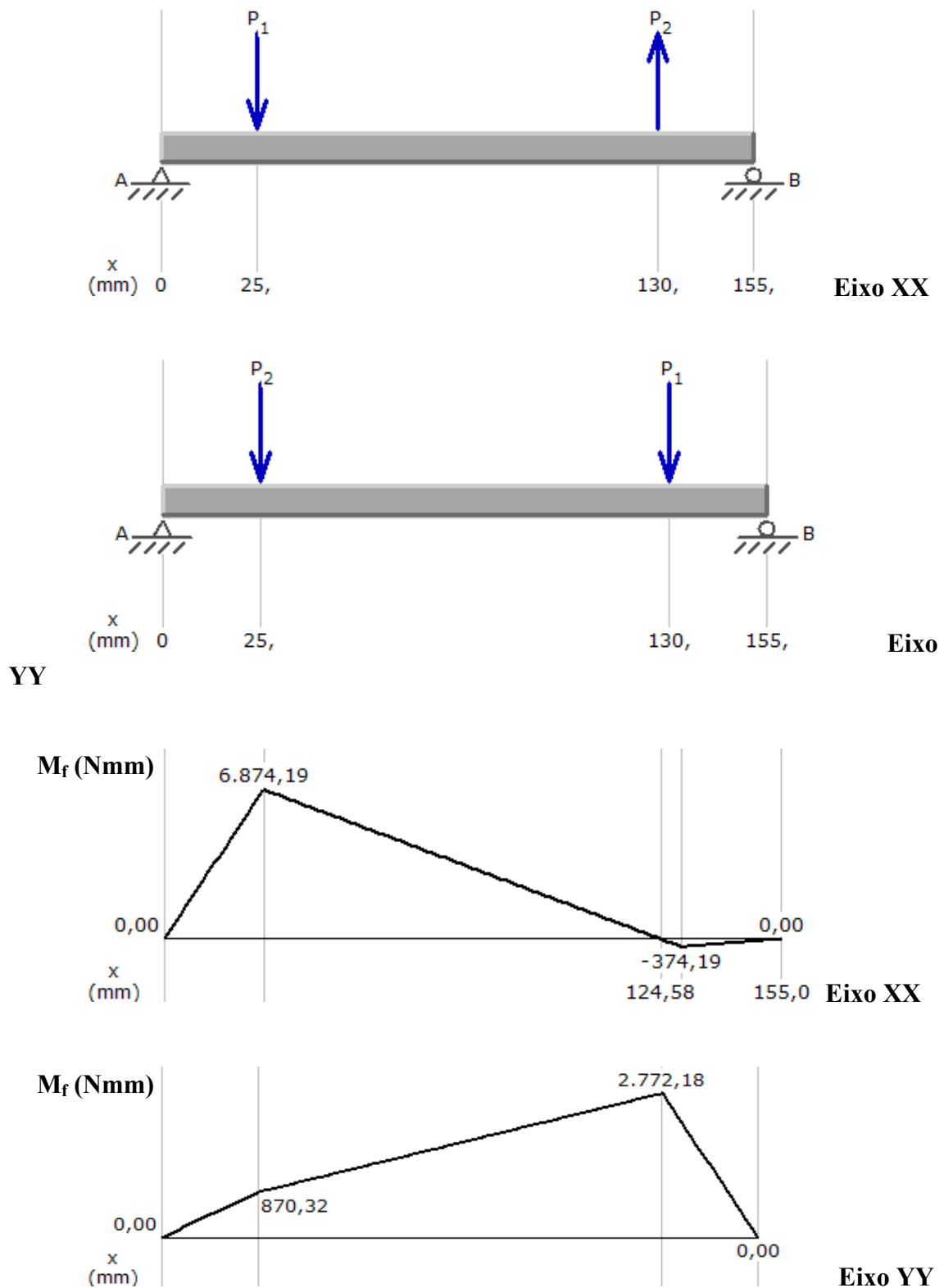


Figura 25 - diagrama de momentos flectores no veio intermédio quando esta seleccionada a gama baixa.

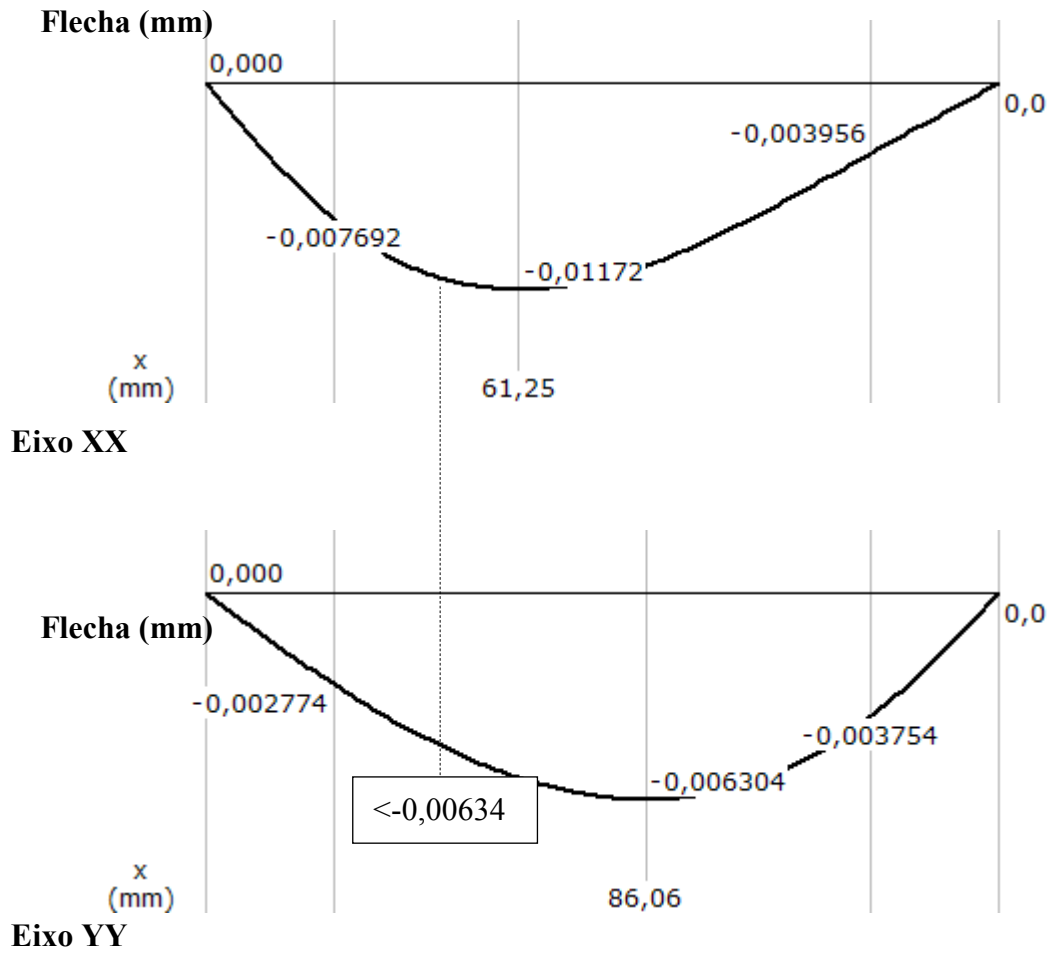


Figura 26 - Curva da flecha no veio intermédio quando esta seleccionada a gama baixa.

$$\delta_{RESULTANTE} = \sqrt{(\delta_{MAX}^X)^2 + (\delta_{MAX}^Y)^2} = 0,0133$$

$$\delta_{max} = |-0,0133| < 0,01 * \frac{9,52}{\pi} \Leftrightarrow |-0,0133| < 0,0303$$

○ Veio árvore

Polia 36L

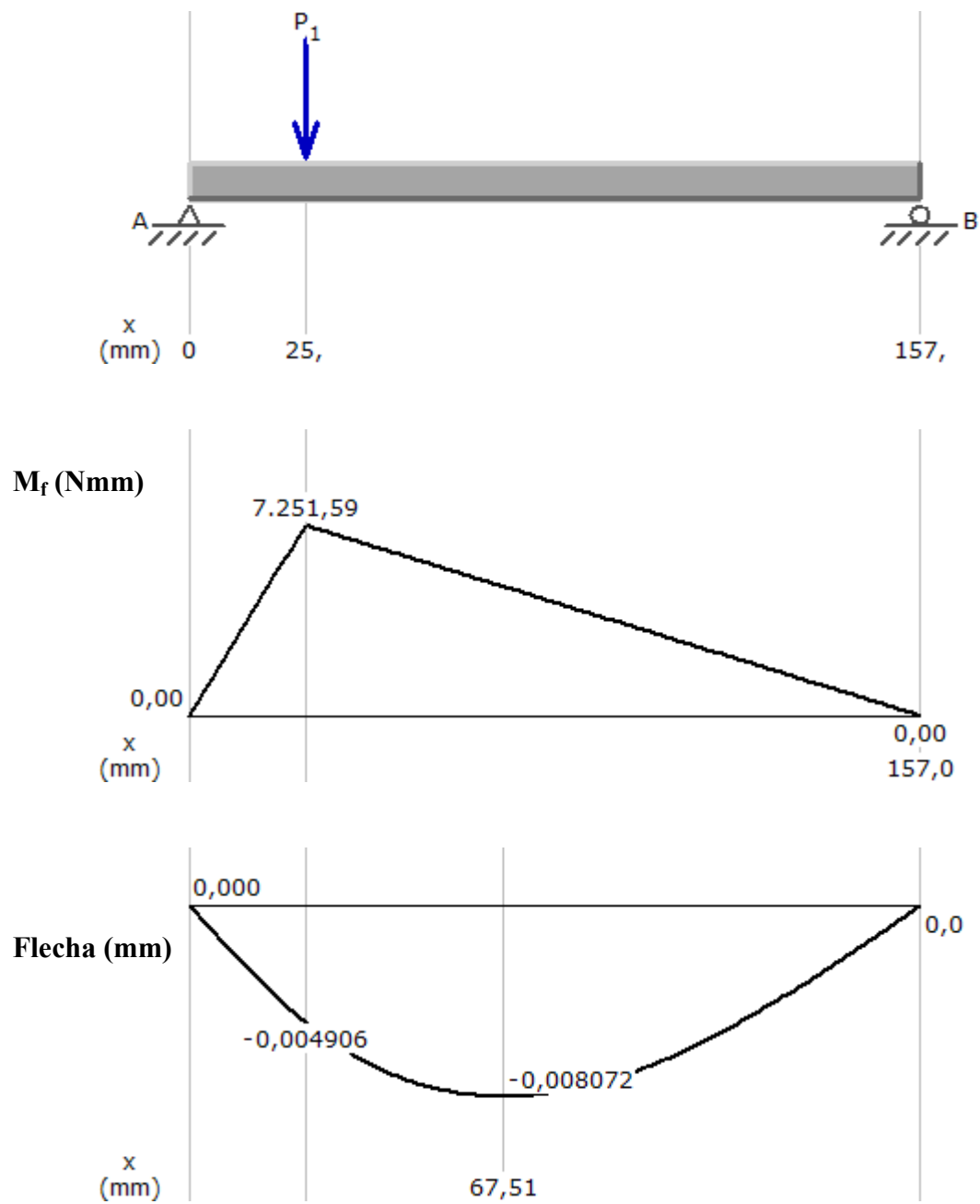


Figura 27 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha no veio árvore quando esta seleccionada a gama baixa.

Polia 22L

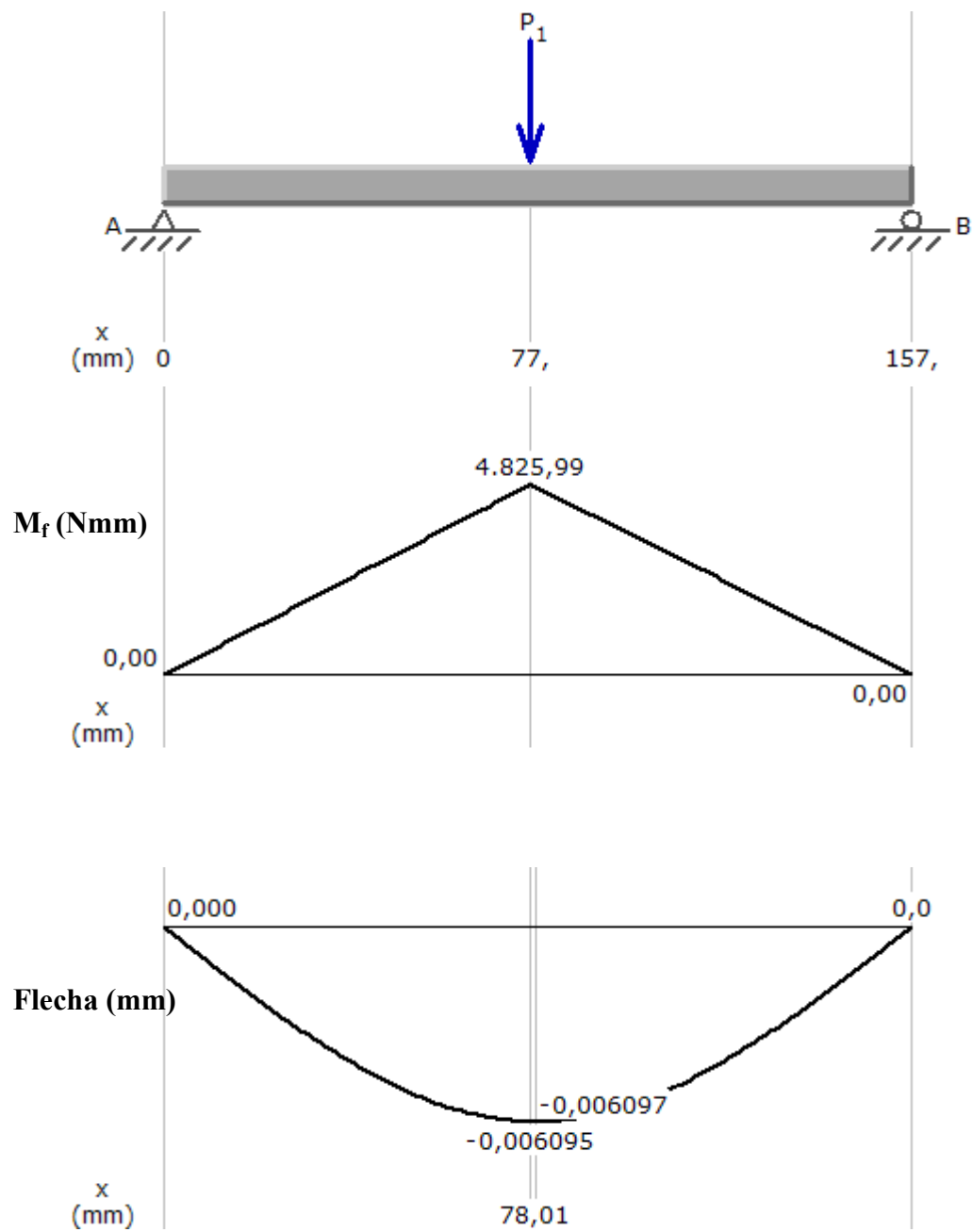


Figura 28 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha no veio árvore quando está seleccionada a gama alta.

Cálculo à Fadiga

Veio árvore

É importante verificar o veio árvore, quanto à fadiga, pois é onde o momento torsor é máximo (19.85Nm).

No veio árvore, o momento flector é máximo na secção A. Pode-se desprezar o entalhe do anel elástico 1 pois tal como se observa na Figura 29, o momento flector é muito baixo. Deveria de se ter calculado, por um lado, a secção onde o momento flector é máximo, e por outro, entrado com o valor do momento flector, no local onde se encontra a chaveta, verificando qual seria a situação crítica. Por uma questão de simplificação, estando deste modo do lado da segurança, vou calcular a secção crítica onde o momento flector é máximo, considerando que aí, é onde se encontra alojado o escatel.

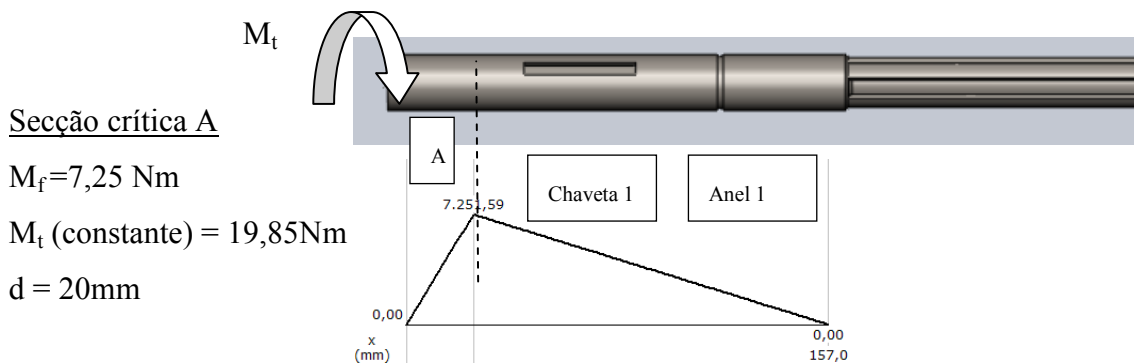


Figura 29 - Esquema do momento torsor e do momento flector aplicado no veio árvore.

Flexão

$$\left\{ \begin{array}{l} K_f = 1 + q(K_t - 1) \\ K_t = 4 \\ q = 0,6 \rightarrow (\text{recozido}) \\ K_f = 2,8 \\ \sigma_{fo} = \frac{\sigma_{rot}}{2} = \frac{600 \text{ MPa}}{2} \\ C1 = 1 \rightarrow (\text{flexão}) \\ C2 = 0,8 \\ C3 = 0,7 \rightarrow (\text{maquinado}) \end{array} \right.$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad \begin{array}{l} \sigma_{ced} = 300 \text{ MPa} \\ \sigma_{rot} = 600 \text{ MPa} \end{array}$$

$\sigma_{f_{est}}^{eq}$ - tensão estática equivalente

σ_a - tensão variável

σ_m - tensão média

$K_{\sigma_{fo}}$ - tensão limite de fadiga

$K_{\sigma_{fo}^c}$ - tensão limite de fadiga corrigido

C_1 - factor de carga

C_2 - factor de tamanho

C_3 - factor de acabamento superficial

Torção

$$\tau_{est}^{eq} = \tau_m + \frac{\sigma_{ced}}{\gamma_{fo^{corr}}} \cdot K_f \cdot \tau_a$$

$$\tau_{est}^{eq} = \tau_m = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = 12,6 MPa \quad [9]$$

Critério de Soderberg

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2 \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_{est}^{eq}}{2} \right)^2 + \left(\tau_{est}^{eq} \right)^2 \right)} \leq \frac{\sigma_{ced}}{N} \Leftrightarrow N = 11,4 \quad [9]$$

1. Como o valor de N é muito superior a 1, pode-se dizer que o veio está sobredimensionado quanto à fadiga.
2. O valor mais crítico para o coeficiente de concentração de tensões foi retirado da Figura 149 e da Figura 147 do anexo E.

Veio motor

É importante verificar o veio motor, pois apesar de ser onde o momento torsor é menor, o veio é escalonado, o que origina elevadas concentrações de tensões. É aconselhado existir um raio de concordância no local onde ocorre a mudança de secção (Figura 142 do anexo E), sendo que, quanto maior for o raio, menor é o factor de concentração de tensões. Em virtude de uma das polias ir encostar na mudança de secção, o raio de concordância tem de ser obrigatoriamente pequeno (r/d próximo de zero), necessitando se ser feito o mesmo na polia que encosta.

Vou considerar a secção crítica, na mudança de secção, e quando está seleccionada a gama alta, o que origina um momento flector aproximadamente 5,3Nm perto dessa zona. Pode-se desprezar o entalhe do anel elástico 2 pois tal como se vê na Figura 30, o momento flector é muito baixo. Terei em conta o factor de concentração de tensões provocado pela chaveta. Considerei que o veio tem um diâmetro constante de 14mm (lado da segurança).

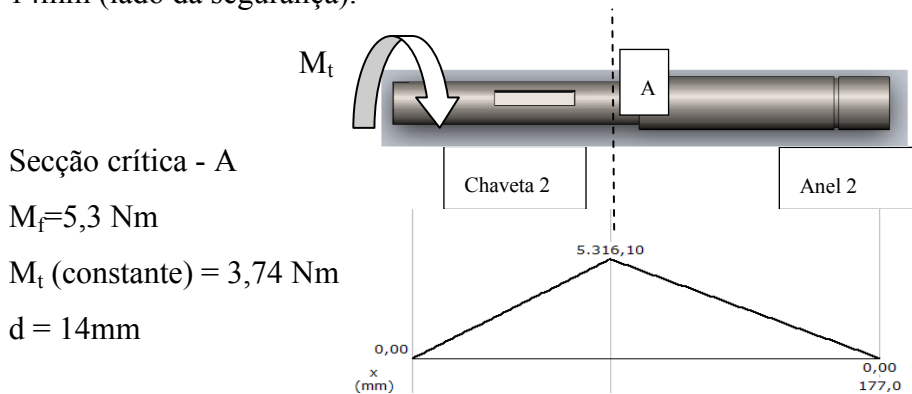


Figura 30 - Esquema do momento torsor e do momento flector aplicado no veio motor.

Flexão

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{est}^{eq} = \cancel{\sigma_m} + \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{fo}^{corr}} \cdot K_f \cdot \sigma_a \\ \sigma_{est}^{eq} = 206.57 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

$$\sigma_{fo}^c = \sigma_{fo} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3$$

$$\sigma_{fo} = \frac{\sigma_{rot}}{2} = \frac{600 \text{ MPa}}{2}$$

$$C_1 = 1 \rightarrow (\text{flexão})$$

$$C_2 \approx 0,9$$

$$C_3 \approx 0,7 \rightarrow (\text{maquinado})$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K^{convergencia}_t = 3$$

$$K^{chaveta}_t = 4$$

$$q = 0,6 \rightarrow (\text{recozido})$$

$$K^{convergencia}_f = 2,1$$

$$K^{chaveta}_f = 2,8$$

Torção

$$\tau_{est}^{eq} = \tau_m + \frac{\tau_{ced}}{\tau_{o_{corr}}} \cdot K_f \cdot \tau_a$$

$$\tau_{est}^{eq} = \tau_m = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = 6,9 \text{ MPa}$$

Critério de Soderberg

[9]

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2 \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_{est}^{eq}}{2} \right)^2 + (\tau_{est}^{eq})^2 \right)} \leq \frac{\sigma_{ced}}{N} \Leftrightarrow N \approx 3$$

Como o valor de N é superior a 1, pode-se dizer que o veio está sobredimensionado à fadiga

Notas:

- Tanto para o veio árvore como para o veio motor, $\sigma_m = \tau_a = 0$
- Todos os coeficientes e fórmulas foram retirados de um ficheiro pdf, disponibilizado pelo Prof. Paulo Castro, nos conteúdos da cadeira de Órgãos de máquinas - “Dimension_Fadiga”, [9].
- Os valores da tensão de cedência (σ_{ced}) e da tensão de rotura (σ_{rot}) encontram-se no catálogo da “F.Ramada” para o aço DIN CK45K [14]
- Os coeficientes de concentração de tensões correspondentes ao escatel e à mudança de secção, encontram-se na Figura 149, Figura 147 e Figura 142, respectivamente.

Escolha de rolamentos do cárter

O ideal para a empresa que quer comercializar a furadora, é que a maioria dos rolamentos da caixa de velocidades da furadora nova, sejam os mesmos que os utilizados na furadora FK. Para tal, irei verificar se os rolamentos utilizados na FK, suportam os esforços exercidos sobre os veios da FKV, e se o seu tempo de vida esperado, vem de encontro ao que é aconselhável.

- **Veio árvore**

Apoio A – ROL 6004

Gama alta

$R_A = 60 \text{ N}$

$n = 1282 \text{ rpm}$

Bearing behaviour 6004-2RSR:

Static load safety factor	S0_min	83.333
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	60.00 [N]
Equivalent speed	n	1282.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	60.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	39000 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	60000 [h]

Figura 31 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado no apoio A do cárter, quando está seleccionada a gama alta, [10].

Gama baixa

$R_A = 55 \text{ N}$

$n = 278 \text{ rpm}$

Apoio C – ROL 6004

Gama alta

$R_c = 63 \text{ N}$

$n = 1282 \text{ rpm}$

Bearing behaviour 6004:

Static load safety factor	S0_min	79.365
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	63.00 [N]
Equivalent speed	n	1282.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	63.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	39000 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	60000 [h]

Figura 32 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado no apoio C do cárter, quando está seleccionada a gama alta, [10].

Gama baixa		Bearing behaviour 6004:	
$R_c = 290 \text{ N}$	Static load safety factor	$S0_{\min}$	17.241
	Cumulated rating life in hours (nominal)	L_{h10}	> 1000000 [h]
$n = 278 \text{ rpm}$	modified rating life in hours	$L_{h_{nm}}$	> 1000000 [h]
	Maximum equivalent static load	$P0_{\max}$	290.00 [N]
	Equivalent speed	n	278.0 [1/min]
	Equivalent dynamic load	P	290.00 [N]
	lower guiding value for the relubrication interval	tfR_{\min}	39000 [h]
	upper guiding value for the relubrication interval	tfR_{\max}	60000 [h]

Figura 33 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado no apoio C do cárter, quando está seleccionada a gama baixa, [10].

Polia 36L (rolamento acoplado) – ROL. 16004

Gama baixa		Bearing behaviour 16004:	
$R_{36L} = 345 \text{ N}$	Static load safety factor	$S0_{\min}$	11.739
	Cumulated rating life in hours (nominal)	L_{h10}	490099 [h]
$n = 278 \text{ rpm}$	modified rating life in hours	$L_{h_{nm}}$	821478 [h]
	Maximum equivalent static load	$P0_{\max}$	345.00 [N]
	Equivalent speed	n	278.0 [1/min]
	Equivalent dynamic load	P	345.00 [N]
	lower guiding value for the relubrication interval	tfR_{\min}	39000 [h]
	upper guiding value for the relubrication interval	tfR_{\max}	60000 [h]

Figura 34 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 16004, colocado na polia 36L, quando está seleccionada a gama alta, [10].

Polia 22L (rolamento acoplado) – ROL.16004

Gama baixa		Bearing behaviour 16004:	
$R_{22L} = 123 \text{ N}$	Static load safety factor	$S0_{\min}$	32.927
	Cumulated rating life in hours (nominal)	L_{h10}	> 1000000 [h]
$n = 1282 \text{ rpm}$	modified rating life in hours	$L_{h_{nm}}$	> 1000000 [h]
	Maximum equivalent static load	$P0_{\max}$	123.00 [N]
	Equivalent speed	n	1282.0 [1/min]
	Equivalent dynamic load	P	123.00 [N]
	lower guiding value for the relubrication interval	tfR_{\min}	39000 [h]
	upper guiding value for the relubrication interval	tfR_{\max}	60000 [h]

Figura 35 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6004, colocado na polia 22L, quando está seleccionada a gama baixa, [10].

Notas:

- Iram ser utilizados dois rolamentos na polia 22L por uma questão de guiamento (ROL.16004 e ROL.16004).
- Iram ser utilizados dois rolamentos na polia 36L por uma questão de guiamento (ROL.16004 e ROL.6004).

- Veio intermédio

Apoio D – ROL 6003

Gama baixa

$R_D = 277 \text{ N}$

$n = 627 \text{ rpm}$

Bearing behaviour 6003:

Static load safety factor	S0_min	11.733
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	270133 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	277.00 [N]
Equivalent speed	n	627.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	277.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	39000 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	60000 [h]

Figura 36 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio D do cárter, [10].

Apoio B – ROL 6003

Gama baixa

$R_B = 112 \text{ N}$

$n = 627 \text{ rpm}$

Bearing behaviour 6003:

Static load safety factor	S0_min	29.018
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	112.00 [N]
Equivalent speed	n	627.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	112.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	39000 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	60000 [h]

Figura 37 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio B do cárter, [10].

- Veio motor

Apoio M – Rol 6203

Gama baixa

$R_E = 110 \text{ N}$

$n = 1410 \text{ rpm}$

Bearing behaviour 6203-2RSR:

Static load safety factor	S0_min	43.182
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	110.00 [N]
Equivalent speed	n	1410.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	110.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	39000 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	60000 [h]

Figura 38 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio B do cárter, [10].

Gama alta

$R_E = 52 \text{ N}$

$n = 1410 \text{ rpm}$

Apoio E – ROL 6003

Gama baixa

$$R_E = 43,5 \text{ N}$$

$$n = 1410 \text{ rpm}$$

Gama alta

$$R_E = 71 \text{ N}$$

$$n = 1410 \text{ rpm}$$

Bearing behaviour 6003:

Static load safety factor	S0_min	45.775
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	71.00 [N]
Equivalent speed	n	1410.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	71.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	ttR_min	39000 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	ttR_max	60000 [h]

Figura 39 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6003, colocado no apoio E do cárter, quando está seleccionada a gama alta, [10].

3 Warnings

Do not overspecify the bearing - A rating life (to ISO 281) greater than 60000 hours usually leads to overspecified bearing arrangements.

Calculation of relubrication span - the load is too low. The bearing may experience slip.

- Load case 1

The grease service life is lower than the rating life. The grease service life limits the service life of the bearing unless it is relubricated.

Relubricate once a year.

Figura 40 - Mensagens com os alertas emitidos pelo programa “medias” da “INAFAG”, para os rolamentos acima indicados, [10].

A maioria dos rolamentos escolhidos, iram durar mais de 100.000 horas, o que significa que estão claramente sobredimensionados. Tendo isso presente, optei por utiliza-los na mesma, pois para além de serem rolamentos pouco dispendiosos (dos mais comuns e baratos que existem), são rolamentos normalmente utilizados nas outras furadoras EFI.

Mecanismo de mudança de gama

Para permitir escolher a gama em funcionamento, existe um sistema mecânico associado, em que só permite que uma das polias (36L ou 22L) esteja engrenada de cada vez. Este sistema é constituído pelos seguintes componentes:

1. Engate fixo para a polia 36L
2. Engate fixo para a polia 22L
3. Engate móvel
4. Garfo completo (garfo, dado, veio, posicionador)
5. Rolamentos 16004 e 6004 para a polia 36L

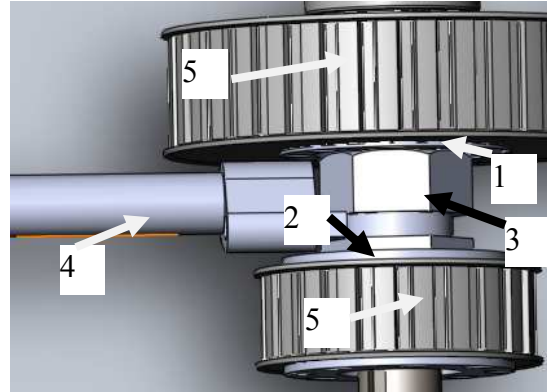


Figura 41 - mecanismo mecânico de mudança de gama

O engate móvel é sempre solidário com o veio, através de uma chaveta. Esta chaveta serve também como meio de distanciamento entre as polias. Os engates fixos são solidários com as polias.

O garfo tem duas posições dadas pelo posicionador. Rodando-o, este movimenta o engate móvel verticalmente. Na gama alta, o engate móvel engrena no engate fixo da polia 22L, fazendo com que a polia 22L esteja solidária com o veio. No outro extremo, o engate móvel engrena no engate fixo da polia 36L, fazendo com que a polia 36L seja solidária com o veio. Sempre que uma polia esteja engrenada a outra gira livre, não transmitindo qualquer esforço ao veio (papel desempenhado pelos rolamentos).

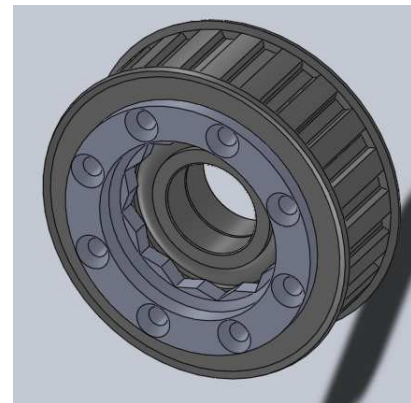


Figura 42- Polia 22L completa

Terá de existir um sensor que permita ler a velocidade da árvore, visto haver duas gamas possíveis e portanto não existir uma única razão de transmissão, entre a velocidade do motor e a da árvore. Associado a este sensor, existe um “display” no espelho da furadora, que permite ao utilizador, a leitura da velocidade de rotação da árvore.

Mecanismo de elevação da mesa (cabeçote)

Sem-fim de um filete (Z1) + roda cilíndrica de 18dentes (z18)

$$u = \frac{18}{1} = 18$$

- Por cada 18 voltas completas do sem-fim a roda z18 percorre uma volta.

Roda cilíndrica de 18dentes (z18) + cremalheira

Diâmetro primitivo z18

$$d = m_n \times 18 \Leftrightarrow d = 2 \times 18 = 36$$

Deslocamento = Perímetro percorrido roda z18

$$P = 2\pi \frac{d}{2} \Leftrightarrow P = 113,1mm$$

Sem-fim de um filete (Z1) + cremalheira

Deslocamento percorrido pela mesa (cabeçote) por cada volta do sem-fim

$$P = 113,1 \times \frac{1}{18} \approx 6,3mm$$

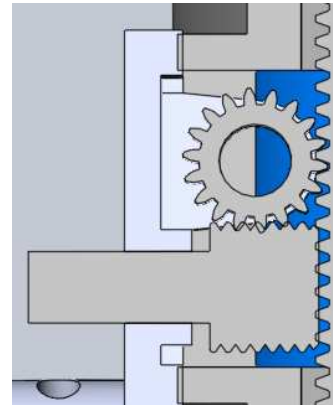


Figura 43 - mecanismo de elevação do cabeçote e da mesa.

Análise de forças

O esquema de forças a seguir representado, não é mais de que um esboço, muito simplificado, das forças que estão em causa na elevação da mesa (ou cabeçote).

Vou considerar mais uma vez, que o rendimento entre a roda e a cremalheira é de 100%, e desprezar as forças de atrito.

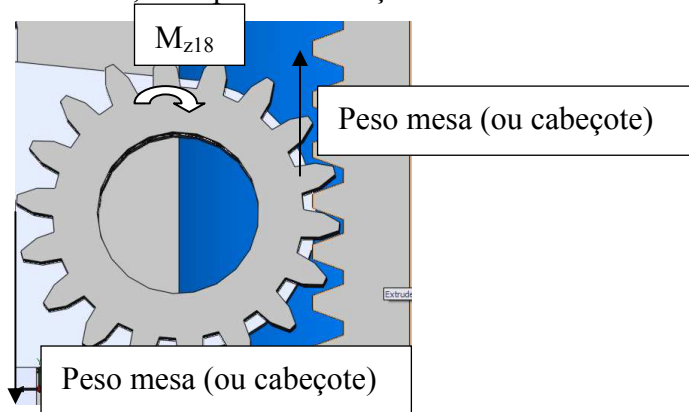


Figura 44 – forças e momentos que actuam no mecanismo de elevação do cabeçote e da mesa.

Elevação da mesa

$$M_{z18} = P_{mesa} \times \frac{d}{2} \Leftrightarrow M_{z18} = 300 * 0,018 = 5,4 Nm$$

$$M_{sem-fim} = \frac{M_{z18} \times \frac{1}{18}}{\eta_{sem-fim}} = \frac{3}{10 \times \eta_{sem-fim}}$$

Elevação do cabeçote

$$M_{z18} = P_{cabeçote} \times \frac{d}{2} \Leftrightarrow M_{z18} = 800 * 0,018 = 14,4 Nm$$

$$M_{sem-fim} = \frac{M_{z18} \times \frac{1}{18}}{\eta_{sem-fim}} = \frac{4}{5 \times \eta_{sem-fim}}$$

Força aplicada pelo operario

Tendo em conta que irá ser aplicada uma alavanca de 90 mm, a força que o operário terá de exercer para elevar a mesa é:

$$F_{mesa} = \frac{\frac{3}{10}}{0,09 \times \eta_{sem-fim}} = \frac{3}{\eta_{sem-fim}} N$$

e para elevar o cabeçote é:

$$F_{cabeçote} = \frac{\frac{4}{5}}{0,09 \times \eta_{sem-fim}} = \frac{9}{\eta_{sem-fim}} N$$

Para efeitos de cálculo irei considerar o rendimento do sem-fim 50% (este é função da velocidade de rotação)

O operário iria ter de exercer uma força de 18 N ($\approx 1,8$ kgf) para elevar o cabeçote, o que não me parece um valor excessivo.

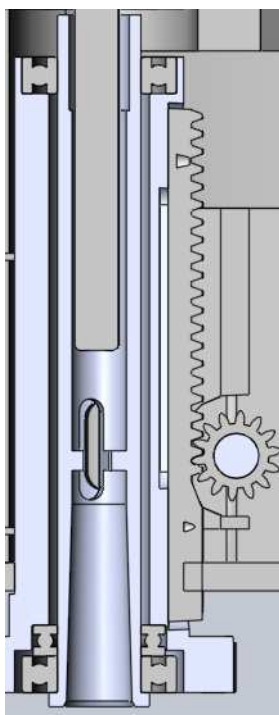
Mecanismo manga/árvore

Para se poder fazer um balanço das forças na árvore, é preciso definir o local onde vão ser colocados os rolamentos. Para tal, considera-se a manga como sendo um corpo de elevada rigidez, sendo todos os graus de liberdade fixos, à excepção do movimento vertical. Na realidade, não será totalmente correcto o pressuposto anterior, porque quando a manga está na posição extrema, o mais próximo possível da mesa, poder-se-á originar oscilações muito ligeiras da manga. O cárter, que tem uma rigidez muito superior à manga, só “abraça” uma parte desta, sendo que na posição extrema, referida em cima, poder haver tendência para a flexão da manga (caso mais crítico).

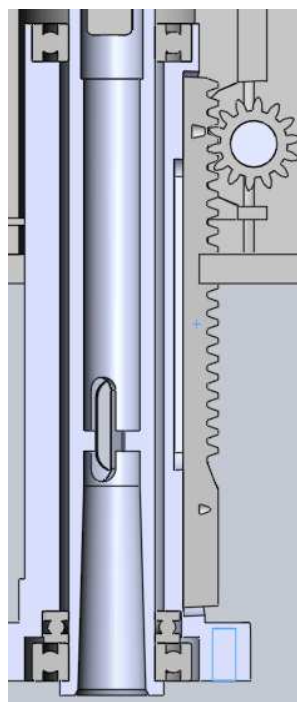
Dito isto, e tendo em conta que estas oscilações referidas acima são mínimas, e a não o serem, dever-se-á a desalinhamentos do conjunto veio árvore/ árvore / manga ou da ferramenta de corte, que não são admissíveis neste tipo de máquina ferramenta, vou na primeira fase despreza-las. Vou considerar como apoios, o local onde são acoplados os rolamentos à manga (todos os graus de liberdade restritos).

Visto que se pretende que o conjunto manga/árvore na FKV seja o mesmo do utilizado no modelo FK, irei verificar se os rolamentos nesta são compatíveis com a nova furadora.

Posições extremas da manga



Posição I



Posição II

Figura 45 - Esquema com as posição extremas da manga.

Esquema de forças – avanço

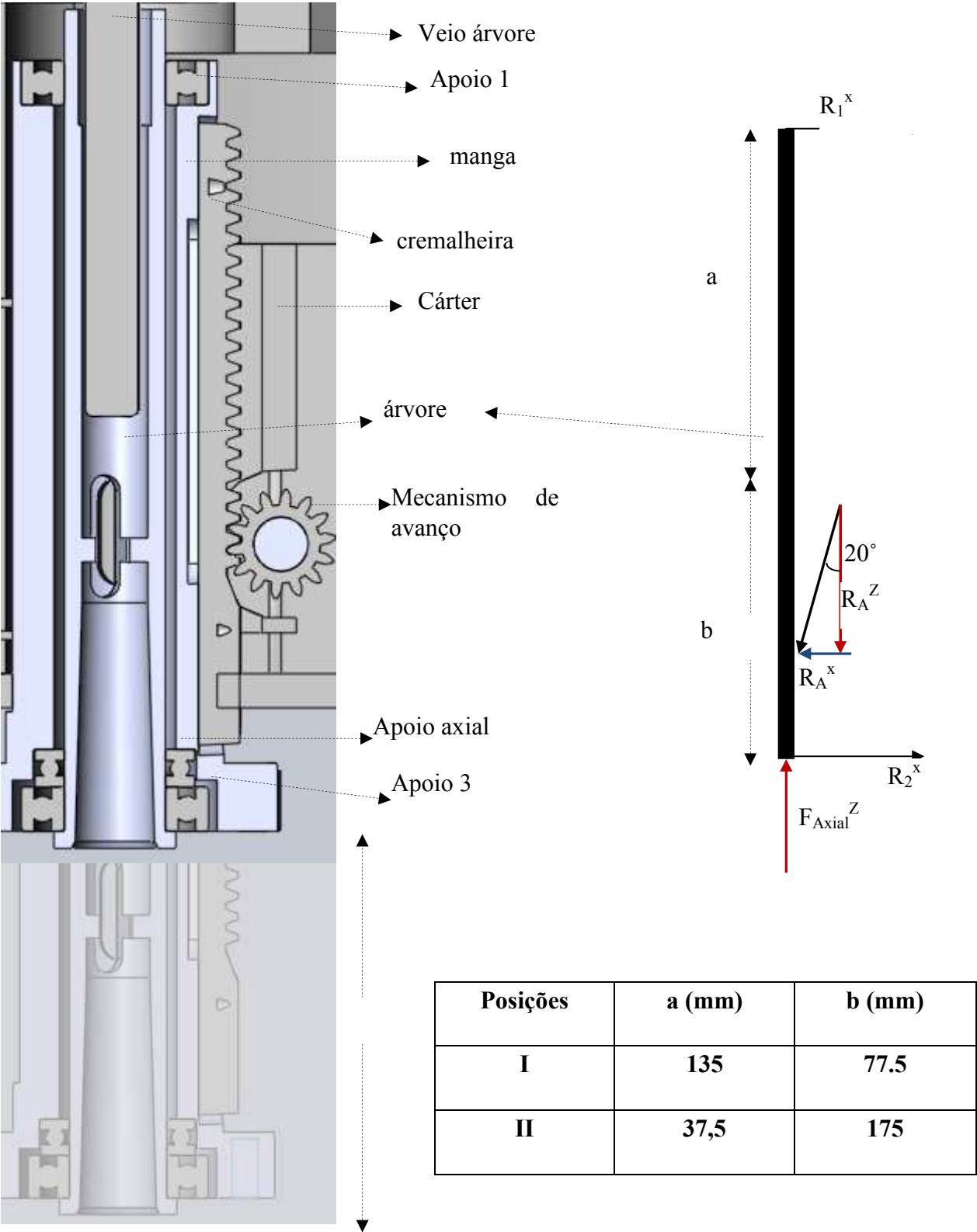


Figura 46 - Esquema com as forças que actuam na manga por acção do mecanismo de avanço.

Gama baixa – Broca $\Phi 25\text{mm}$ – material a furar aço

Posição 1

$$R_A^Z = -Faxial \Leftrightarrow R_A^Z = -5500N$$

$$R_A^x = tg(20) \times R_A^Z \Leftrightarrow R_A^x = -2002N$$

$$\sum M_2$$

$$R_1^x \times (a + b) + R_A^x \times b = 0 \Leftrightarrow R_1^x = 730N$$

$$R_2^x = R_A^x - R_1^x \Leftrightarrow R_2^x = 1272N$$

Posição 2

$$R_A^Z = -Faxial \Leftrightarrow R_A^Z = -5500N$$

$$R_A^x = tg(20) \times R_A^Z \Leftrightarrow R_A^x = -2002N$$

$$\sum M_2$$

$$R_1^x \times (a + b) + R_A^x \times b = 0 \Leftrightarrow R_1^x = 1649N$$

$$R_2^x = R_A^x - R_1^x \Leftrightarrow R_2^x = 353N$$

O valor da força axial foi retirado do gráfico da Figura 13 do capítulo 3, [2].

Rolamentos utilizados na Manga

Apoio 1 - Rol 6006

Bearing behaviour 6006:

Static load safety factor	S0_min	4.851
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	27386 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	30015 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	1649.00 [N]
Equivalent speed	n	278.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	1649.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	16700 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	25700 [h]

Figura 47 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 6006, colocado no apoio 1 da manga, [10].

Apoio 2 - Rol 6006

Bearing behaviour 6006:

Static load safety factor	S0_min	6.289
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	59667 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	83980 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	1272.00 [N]
Equivalent speed	n	278.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	1272.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	22900 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	35300 [h]

Figura 48 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica do rolamento 6006 colocado no apoio 2 da manga, [10].

Apoio axial - Rol 51106

Bearing behaviour 51106:

Static load safety factor	S0_min	7.273
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	2471 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	1344 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	5500.00 [N]
Equivalent speed	n	278.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	5500.00 [N]

Figura 49 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica, do rolamento 51106, colocado no apoio 2 da manga, [10].

Como podemos observar os rolamentos **6006**, para além de terem uma boa margem de segurança, no que diz respeito a carga máxima estática admitida, estão dentro de valores aceitáveis para o número de horas esperado de vida. Supondo que a máquina funcionaria 8 horas por dia, o rolamento do apoio 1, iria durar cerca de 10 anos e o do apoio 2 cerca de 20 anos, o que me parece bastante razoável.

Quanto ao rolamento **axial 51106**, visto a carga axial ser bastante elevada, o número de horas previsto é bastante menor do que os restantes. Para as mesmas condições de utilização, duraria cerca de 1 ano. Este valor é manifestamente pouco. Contudo, e visto que este tipo de rolamentos é bastante dispendioso, muito possivelmente o tempo de vida será muito superior ao referido. A máquina, não irá funcionar nas condições máximas de carga a tempo inteiro. Por outro lado os rolamentos radiais, apesar de mais vocacionados para transmitir esforços radiais, também transmitem esforços axiais, o que faz com que “auxiliem” o rolamento axial.

Considero que a escolha do rolamento axial, é a que porventura, poderá trazer mais discussão, não descartando portanto, a hipótese, de quando passar do projecto ao modelo real, optar pela sua substituição por outro mais resistente (e mais dispendioso).

Determinação da flecha máxima na manga

Considerando a manga bi-apoiada no cárter – posição II

Desprezando mais uma vez as forças radiais, provocadas pelo desalinhamento da ferramenta de corte, irei determinar de uma forma muito aproximada a flecha máxima que é provocada na manga quando esta, está na posição extrema II – furar aço com uma broca de diâmetro $\Phi 25\text{mm}$ (caso crítico).

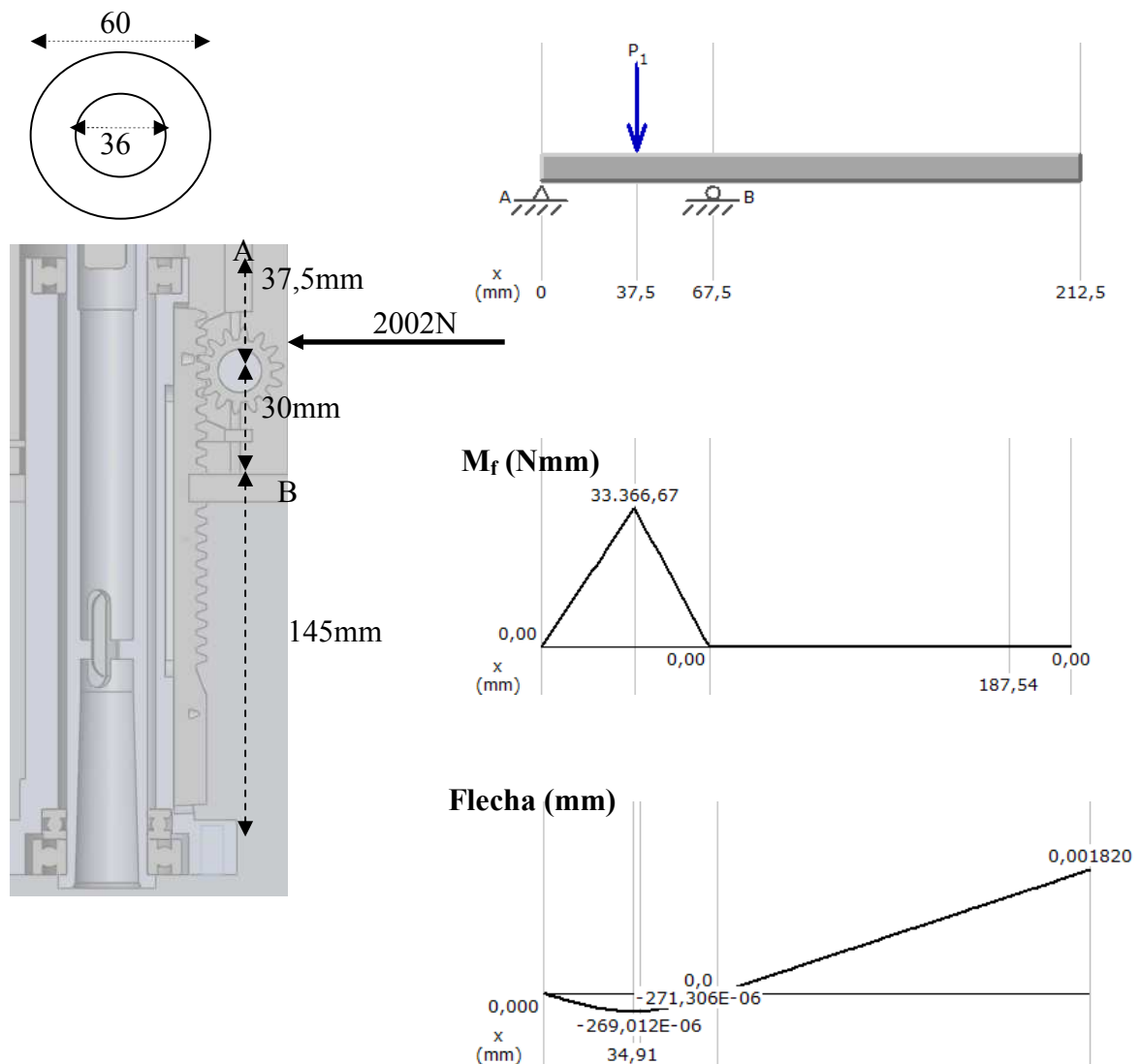


Figura 50 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha na manga

$$Flecha_{\max} = 0,0018 \text{ mm}$$

$$Flecha_{\max \text{ admissível}} \approx \frac{L}{300} \approx \frac{212,5}{300} \approx 0,7 \text{ mm}$$

$$Flecha_{z14} \approx 0,000269 \text{ mm}$$

$$Flecha_{\text{admissível}} \approx 0,01 \times m_n \approx 0,02 \text{ mm}$$

ou

$$Flecha_{\text{admissível}} \approx 0,001 \times m_n \approx 0,002 \text{ mm}$$

Como é evidente, este cálculo tem por base simplificações, no que diz respeito à geometria do cárter, sendo que, foi considerado um “tubo” com diâmetro externo de 60mm e diâmetro interno 36mm. Não se considerou as restantes saliências da manga, pois tornar-se-ia demasiado complexo. É preciso ter a noção, que as saliências, nomeadamente a saliência onde encaixa a cremalheira, a saliência que permite a remoção da ferramenta de corte, os diversos escalonamentos da manga, bem como a base da manga, alteram por completa a curva que obtive. É importante realçar que pode existir problemas de fadiga na manga, pois existe uma elevada concentração de tensões. Estes problemas podem ser agravados, quando a qualidade do ferro fundido é baixa, originando a propagação de fissuras.

Por fim, analisando o valor obtido para a flecha, como um valor meramente indicativo, e apercebendo do grau de segurança que esse valor nos fornece, não me parece demasiado arriscado afirmar, que em termos de flecha, dificilmente existirá problemas.

Em relação ao valor da flecha correspondente a roda z14, este valor poder-se-ia considerar virtual, pois desde o apoio A e B a manga esta fixa, sendo que teoricamente não lhe é permitido deslocamentos radiais. Porém, sendo que a manga terá de entrar no cárter com uma ligeira folga, existem sempre diferenças (centésimas ou milésimas de milímetro) entre eles.

Tensões

Secção recta

$$M_f = 33 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 60^4}{64} - \frac{\pi \times 36^4}{64} = 553724 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{\text{crítico}} = \frac{P}{A} + \frac{M_f}{I} = \frac{5500}{\pi(R^2 - r^2)} + \frac{33000 \times 30}{553724} = 3 + 1,8 = 4,8 \text{ MPa}$$

Tensão de rotura admissível ferro fundido cinzento $\approx 150 \text{ MPa}$

Análise da estrutura da furadora

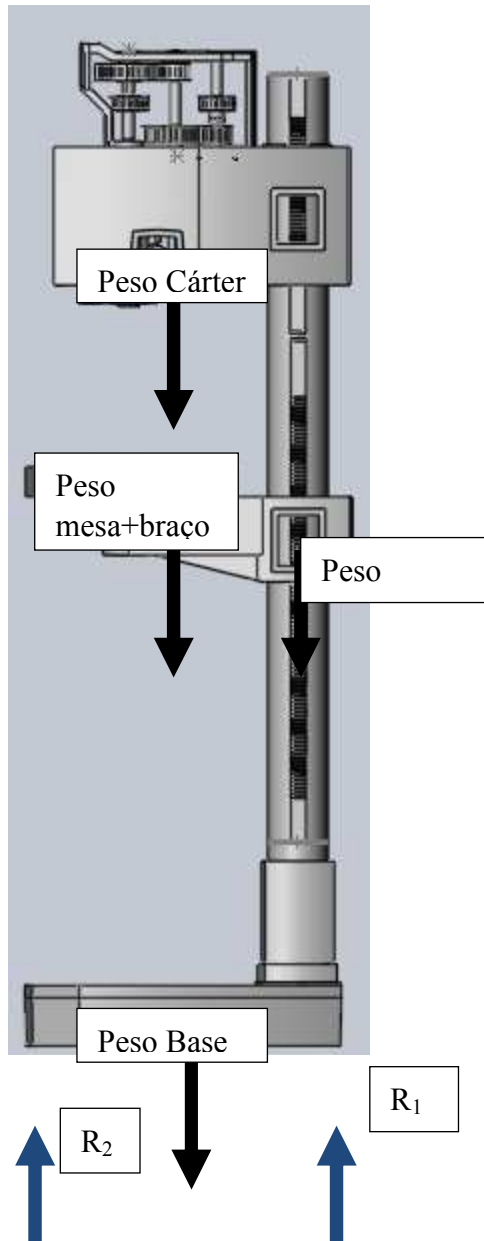
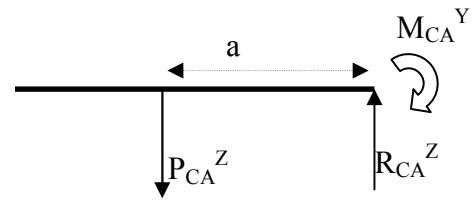


Figura 51- Diagrama Corpo livre global da furadora

$$R_{Base}^Z = -(R_{M+B}^Z + R_{CA}^Z + P_{COL}^Z)$$

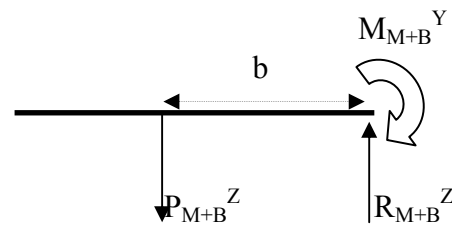
$$M_{BASE}^Y = -M_{M+B}^Y$$



$$R_{CA}^Z = -P_{CA}^Z$$

$$M_{CA}^Y = -P_{CA}^Z \times a$$

Figura 52- DCL Cáter



$$R_{M+B}^Z = -P_{M+B}^Z$$

$$M_{M+B}^Y = -P_{M+B}^Z \times b$$

Figura 53- DCL Mesa

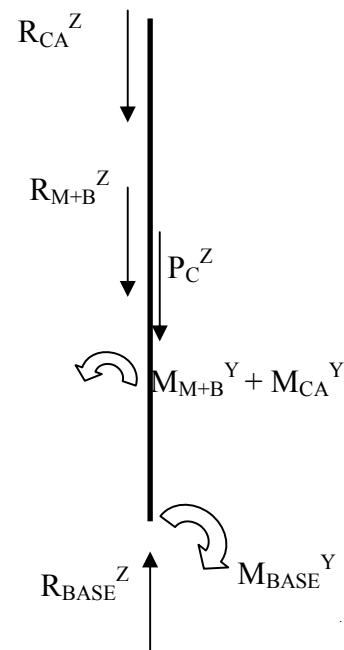


Figura 54- DCL COLUNA

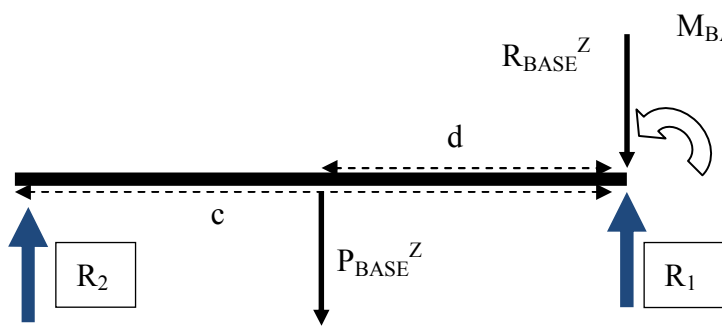


Figura 56 - DCL Base

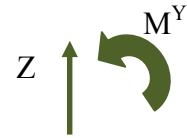


Figura 55 - Sentido positivo

$$\sum_{Apoio1} F^Z$$

$$R_{Base}^Z + P_{base} + R_2^Z + R_1^Z = 0 \Leftrightarrow -(800 + 300 + 300) - 600 = R_2^Z + R_1^Z$$

$$\sum_{Apoio1} M^Y$$

$$M_{BASE}^Y + R_2^Z \times c + P_{base} \times d = 0 \Leftrightarrow -(800 + 300) * 0,22 + R_2^Z \times 0,52 - 600 \times 0,3 = 0$$

$$R_2^Z = 812 N; R_1^Z = 1188 N$$

Dados

	Peso (kg)
Cárter	≈80
Mesa+ Braço	≈30
Coluna	≈30
Base	≈60

	Distâncias (mm)
a	≈220
b	≈220
c	≈520
d	≈300

Visto o valor da reacção nos apoios ser semelhante, a furadora está bem assente ao solo (elevada rigidez), sem que haja o perigo de tombar. No limite, se R_1 tende-se para zero, a base tenderia a levantar, e a furadora tombaria. Isso acontece, no caso da base escolhida, ser por exemplo curta ($\ll 520\text{mm}$). O peso elevado da base, deve-se ao facto, de ser aí que se concentra todo o peso da furadora, e de para tal necessitar de ter uma rigidez elevada.

Diagrama de esforços na Coluna – Cálculo da flecha máxima

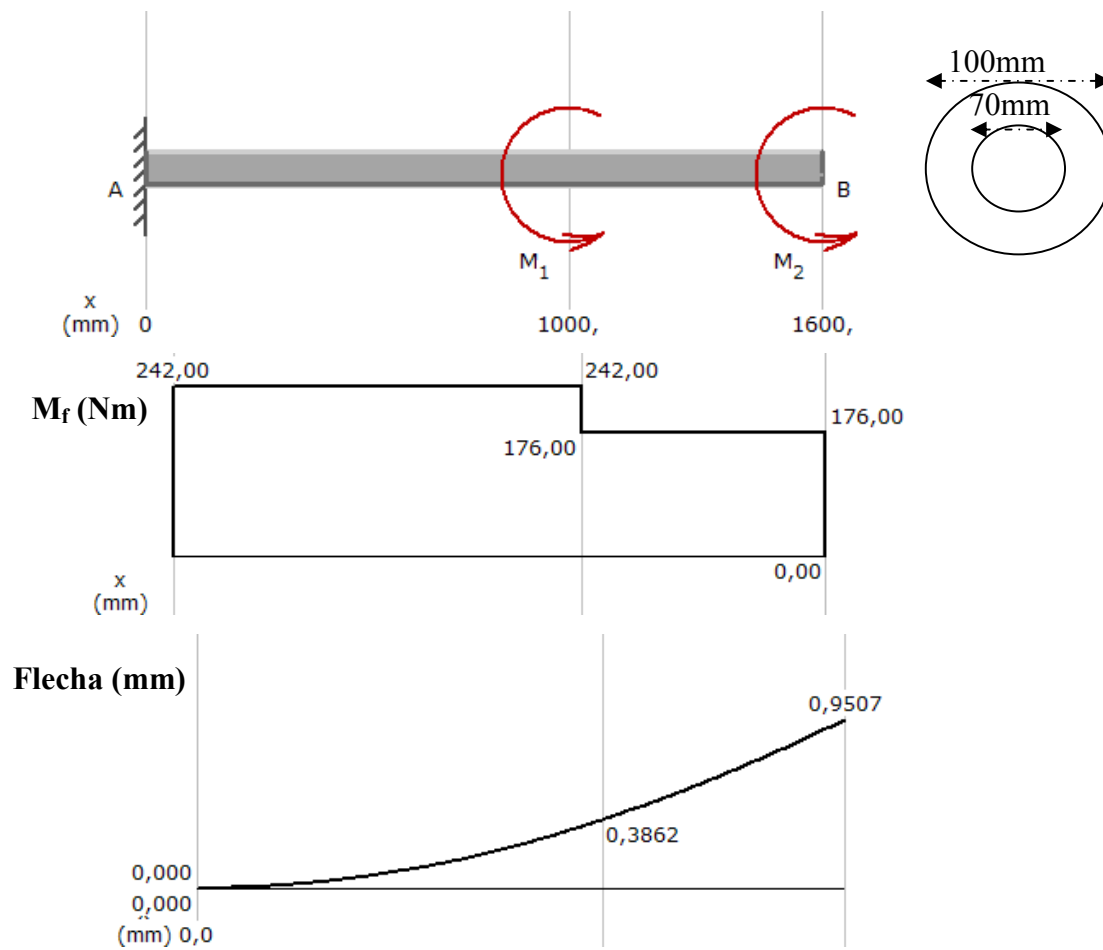


Figura 57 - Diagrama de Momentos flectores e curva da flecha da coluna.

$$Flecha_{\max} = 0,9507 \text{ mm}$$

$$Flecha_{\text{admissível}} \approx \frac{L}{300} \approx 5,3 \text{ mm}$$

$$M_{f \max} = 242000 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_A = \frac{M_f \times \text{distância}}{I} = \frac{242000 \times \frac{100}{2}}{3730150} = 3,24 \text{ MPa}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 100^4}{64} - \frac{\pi \times 70^4}{64} = 3730150 \text{ mm}^4$$

Tensão de rotura admissível ferro fundido cinzento $\approx 150 \text{ MPa}$

Equipamento opcional

Mecanismo electrónico de elevação da mesa (ou cabeçote)

Elevação da mesa

$$M_{motor} = \frac{M_{z18} \times \frac{1}{18}}{\eta_{sem-fim}} = \frac{3}{10 \times \eta_{sem-fim}} = 0.75 Nm$$

$$Ft_{sem-fim} = \frac{2000 \times M_{motor}}{d_{sem-fim}} = 44 N$$

$$Fa_{sem-fim} = Ft_{sem-fim} \times \cot g(\lambda + \rho) = 311 N$$

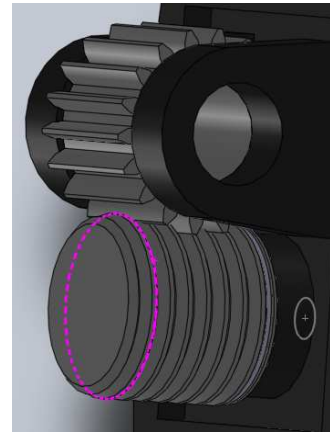


Figura 58 – mecanismo de elevação do cabeçote e da mesa electrónico

Elevação do cabeçote

$$M_{motor} = \frac{M_{z18} \times \frac{1}{18}}{\eta_{sem-fim}} = \frac{4}{5 \times \eta_{sem-fim}} = 2 Nm$$

$$Ft_{sem-fim} = \frac{2000 \times M_{motor}}{d_{sem-fim}} = 118 N$$

$$Fa_{sem-fim} = Ft_{sem-fim} \times \cot g(\lambda + \rho) = 829 N$$

$$\eta = \frac{tg(\gamma)}{tg(\gamma + \rho)} = 40\%$$

$$\gamma = 3^\circ 20'$$

$$\rho = \arctg(\mu) = 0.085$$

$$V_g = \frac{V_{us}}{\cos(\gamma)} = 1,070 (m / seg)$$

$$V_{us} = \frac{d_{sem-fim} * n_{sem-fim}}{19100} = 1,068 (m / seg)$$

$$d_{sem-fim} = 34$$

$$n_s = 600 rpm$$

$$\mu = 0,085 (grafico)$$

[9]

Os motores foram escolhidos (Figura 151 do anexo F) pelo valor do binário máximo por ele fornecido e não com base no nominal, o que não é usual. Caso não o fizesse, teria de optar por motores mais caros, maiores e mais pesados, que iriam diminuir a estabilidade da máquina, [11].

Sendo assim, e visto que o binário que será necessário, é apesar de tudo, bastante menor do que o pico de binário dos motores, parece-me aceitável a escolha. Além disso, o número de horas de funcionamento destes motores será mínimo, quando comparado com o funcionamento da máquina e só 50% do tempo estará em carga – na elevação da mesa ou cabeçote.

A cada um destes motores, irá estar associado um variador (Figura 152 do anexo F). No caso de servomotores (corrente continua), a variação da velocidade de rotação, será dada pela variação da tensão e não da frequência, [12].

Este tipo de movimento, elevação do cabeçote, deve ser feito a velocidades baixas, logo terá de se limitar a tensão máxima que pode ser fornecida ao motor. Aproximadamente dez voltas por segundo (600rpm), serão, a meu ver, o limite máximo que deverá ser permitido que o motor rode. Supondo que, o percurso máximo que a mesa pode percorrer são 650mm, caso o motor rode às 10 rps, o tempo que irá demorar a percorrer todo o percurso é:

$$t = \frac{\frac{1}{rps} \times 650}{6,3} \approx 10 \text{ segundos}$$

A elevação do cabeçote, utilizando a mesma velocidade de rotação e percorrendo o percurso máximo de 250mm, seria realizada em:

$$t = \frac{\frac{1}{rps} \times 250}{6,3} \approx 4 \text{ segundos}$$

Caso se pretenda uma operação mais rápida, que a meu ver não me parece pertinente, deveria ser utilizado um mecanismo diferente, em detrimento da roda z18 e da cremalheira, que não são apropriadas para velocidades elevadas. As rodas coroas e os sem-fins helicoidais são mais apropriados para elevadas velocidades.

De forma a permitir que o cabeçote ou a mesa, não desçam quando o motor não tiver corrente, deverá existir acoplado a este um travão (Figura 153, anexo F). O travão é desactivado, quando o motor for alimentado. Existe este tipo de motor, com e sem travão. O travão, do ponto de vista funcional, não é obrigatório. Se o motor tiver corrente, mesmo que esteja parado, não permite que o sem-fim rode. Do ponto de vista da segurança é aconselhável, visto que um corte de corrente indesejado, pode causar danos na máquina ou mesmo danos no utilizador. Uma solução alternativa, seria a utilização de um gerador, para que, no caso de corte de energia, a máquina continue a alimentar o motor.

Escolha de rolamentos para suportar o esforço axial

Cabeçote

Bearing behaviour AXK2035:

Static load safety factor	S0_min	56.024
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	252869 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	830.00 [N]
Equivalent speed	n	650.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	830.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	1380 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	2120 [h]

Mesa

Bearing behaviour AXK2035:

Static load safety factor	S0_min	> 100.000
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
modified rating life in hours	Lh_nm	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	312.00 [N]
Equivalent speed	n	650.0 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	312.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	1380 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	2120 [h]

Figura 59 - Rolamento axial AXK2035 + 2 anilha AS2035 [10]

Sistema de interruptores de fim de curso

Existirá dois interruptores de fim de curso, para cada um dos mecanismos de elevação, de forma a limitar o percurso, e proteger o sistema de elevação. Quando actuados, iram parar os respectivos motores, só permitindo que em seguida, seja seleccionado o sentido contrário do movimento anterior.

Mecanismo de avanço electrónico - servomotor

Este sistema permitirá ao utilizador, regular a velocidade de avanço electronicamente. Para tal será necessário um servomotor, que será do mesmo tipo dos motores de elevação da mesa e do cabeçote, um variador de corrente contínua (**MAXIFET**), que regulará a tensão a fornecer ao motor, e um conjunto de engrenagens que reduz consideravelmente a rotação à saída do motor, e que permite ter a velocidade de avanço recomendada.

Para que eu tenha o avanço pretendido, é necessário que o variador associado a este mecanismo, “leia” a velocidade de rotação da árvore, pois o avanço é função desta velocidade. De facto, o que acontece, é que na entrada do variador, associado ao mecanismo de avanço, irá entrar o sinal, proveniente do sensor que lê a velocidade na árvore. Este sinal irá ainda ser convertido, de acordo com a relação pretendida, entre as velocidades de rotação do motor de avanço e do veio árvore. Esta relação, está condicionada a ter de determinar a razão final de transmissão do mecanismo de avanço.

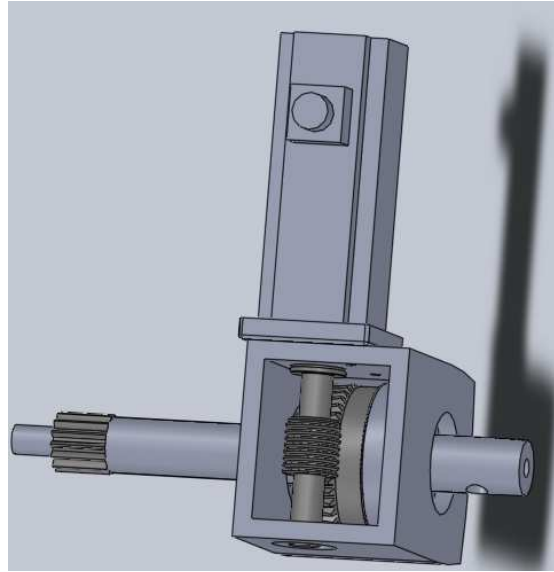


Figura 60 - mecanismo de avanço electrónico

Existe outra possibilidade, que é o sinal de entrada no variador do motor de avanço, ser proveniente do variador associado ao motor principal. O grande problema desta solução, é que existe duas gamas de velocidade. Sendo assim, a relação que existe entre a velocidade do motor principal e a velocidade da árvore, não é sempre a mesma. Poderia ajustar para umas das gamas, mas depois quando estivesse a outra engrenada, a velocidade de avanço já não correspondia ao recomendado.

No caso de ter o sistema de embraiagem electrónico, esta questão, é mais facilmente contornada. Relaciona-se, a velocidade do motor principal e a velocidade da árvore, com o actuar de cada embraiagem. Sendo assim, o sinal a receber pelo variador associado ao motor de avanço, é proveniente da velocidade do motor principal, e corrigida pelo factor da razão final de transmissão, e por um factor que é função da embraiagem que está actuada.

O caso em que se pretende, que o motor de avanço rode mais devagar, é quando o avanço real é mais lento e estiver a furar aço com a broca maior permitida ($\Phi 25\text{mm}$). Neste caso, a velocidade de avanço, correspondente ao percurso percorrido pela ferramenta, pelo número de voltas de rotação do motor de avanço, é mínima (in/ rev_2). A velocidade de avanço recomendada, correspondente ao percurso percorrido pela ferramenta, pelo número de voltas da árvore, é máxima ($\approx 0.010 \text{ in/ rev}_1$, Figura 106 e Figura 107).

O utilizador pode regular através de um potenciómetro, um intervalo, em que possa ter um avanço mais rápido ou mais lento. A velocidade padrão, corresponde ao sinal proveniente do sensor (que lê a velocidade da árvore) e multiplicada pela conversão referida atrás.

É preciso definir, qual vai ser a velocidade de avanço padrão, e quais os limites superior e inferior.

Parece-me aceitável considerar a velocidade de avanço padrão de 0.010 in/ rev_1 , correspondente à rotação da árvore, permitindo ter um ajuste que irá das 0.002 in/ rev_1 às 0.025 in/ rev_1 .

$$0.010 \text{ in/ rev}_1 \rightarrow \approx 0.25 \text{ mm/ rev}_1$$

Intervalo

$$0.05 \text{ mm/ rev}_1 < vel_{\text{avanço}} < 0.625 \text{ mm/ rev}_1$$

Para determinar a potência do motor a utilizar, irei partir da força axial necessária para o caso crítico (furar aço com uma broca de $\Phi 25 \text{ mm}$), que é aproximadamente 5500 N . O valor de binário do veio de accionamento que é aproximadamente 77 Nm . Neste veio, é acoplada uma **roda coroa de 40 dentes**, que por sua vez, irá engrenar num **veio sem fim**, que é accionado pelo motor. O veio sem fim, apenas tem uma entrada (Z1), o que faz com que a relação de transmissão entre o sem fim e a roda coroa seja de **1:40**. Visto que este conjunto não tem um rendimento perto dos 100%, é preciso determina-lo. Para tal, é necessário determinar a velocidade de rotação a que o motor do mecanismo de avanço terá de rodar, para que à saída tenha o avanço recomendado. No caso de se pretender furar aço com uma broca de $\Phi 25 \text{ mm}$, o avanço recomendado é de $0,010 \text{ in/ rev}_1$ (Figura 106 e Figura 107), sendo este o caminho percorrido pela cremalheira, por cada volta da árvore.

Broca: $\Phi 25 \text{ mm}$; **Material:** aço; **Avanço:** $0,010 \text{ in/ rev}_1$ (da árvore)

Rotações árvore: $\approx 150 \text{ rpm}$

Distância percorrida pela manga, por cada volta da roda coroa

$$P = \pi \times d_{z14} \approx 88 \text{ mm}$$

Distância percorrida pela manga, por cada volta do motor de avanço

$$avanço_2 = (1 : 40) \times 88 = 2,2 \text{ mm/ rev}_2;$$

Distância percorrida pela manga, por cada volta da árvore

$$avanço_1 \approx 25 * 0,010 = 0,25 \text{ mm/ rev}_1$$

Relação de transmissão, entre as velocidades de rotação da árvore e do motor de avanço

$$Relação_{1e2} = \frac{0,25}{2,2} = 0,11(36)$$

Velocidade de rotação do motor de avanço

$$vel_{motoravanço} = 150 \times 0,11 \approx 15,5 rpm$$

Gama de velocidades do motor de avanço

$$\frac{vel_{min. árvore} \times 0,11}{5} \rightarrow 2,5 \times vel_{máx. árvore} \times 0,11 \Leftrightarrow 3 rpm \rightarrow 750 rpm$$

Se o rendimento do conjunto sem-fim/roda coroa fosse 100% o binário seria:

$$Binário = 77 \times \frac{1}{40} = 1.925$$

Visto que habitualmente, este tipo de engrenagens tem rendimento muito inferior a 100%, é necessário calcular o rendimento.

Rendimento sem-fim/roda coroa

$$\eta = \frac{tg(\gamma)}{tg(\gamma + \rho)} = 42\%$$

$$\gamma = 4^\circ 21'$$

$$\rho = arctg(\mu) = 5,71'$$

$$V_g = \frac{V_{us}}{\cos(\gamma)} = 0,0214 (m / seg)$$

$$V_{us} = \frac{d_{sem-fim} * n_{sem-fim}}{19100} = 0,0213 (m / seg)$$

$$d_{sem-fim} = 26,32$$

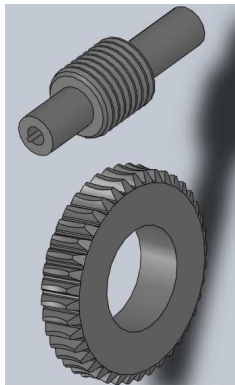
$$n_s = 15,5 rpm$$

$$\mu = 0,1 (gráfico)$$

[9]

Binário necessário motor

$$Binário = \frac{77 \times \frac{1}{40}}{\eta} = 4.58 Nm$$



Análise das forças

$$F_{tangencial_{sem-fim}} = -F_{axial_{roda}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow F_{t_{sem-fim}} = \frac{2000 \times Binário}{d_{sem-fim}} = 348 Nm$$

$$F_{axial_{sem-fim}} = F_{tangencial_{roda}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow F_{a_{sem-fim}} = F_{t_{sem-fim}} \times \cot g(\lambda + \rho) = 1985 Nm$$

$$F_{radial_{sem-fim}} = F_{radial_{roda}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow F_{r_{sem-fim}} = \frac{F_{t_{sem-fim}} \times tg(\alpha_n)}{\cos(\lambda)}; \alpha_n = 20^\circ$$

$$F_{r_{sem-fim}} = 127 N$$

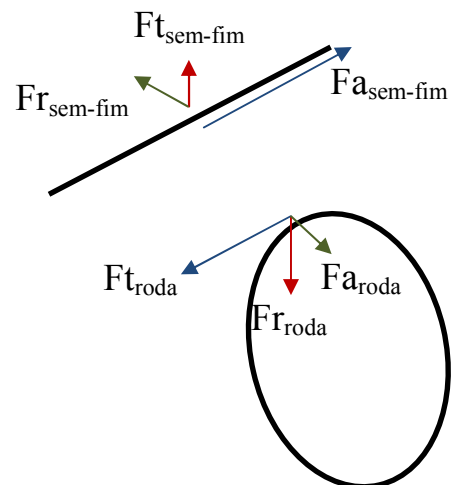


Figura 61 - mecanismo roda coroa e sem-fim, [9].

Cálculo da flecha do veio sem-fim

$$P_1 = \sqrt{127^2 + 348^2} \approx 370,4N$$

$$R_A = 229,65N$$

$$R_B = 140,75N$$

$$F_{radialsem-fim} = \sqrt{348^2 + 127^2} = 370,4N$$

$$F_{axialsem-fim} = 1985N$$

$$F_{radialroda} = \sqrt{1985^2 + 127^2} = 1989N$$

$$F_{axialroda} = 348N$$

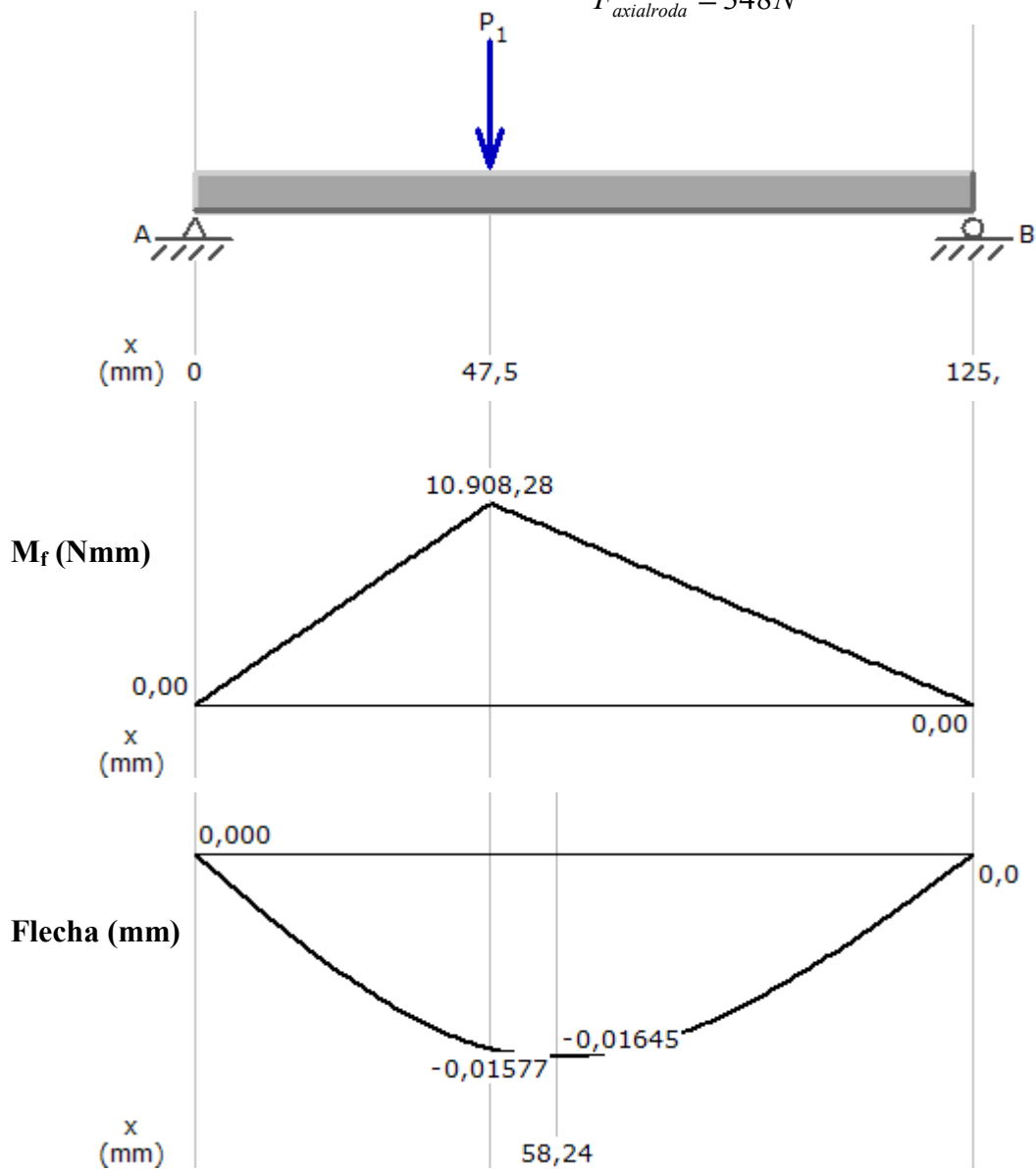


Figura 62 - diagrama do momento flector e curva da flecha do veio sem-fim

$$Flecha_{max} = 0,01645mm$$

$$Flecha_{admissivel} = 0,001 \times m_n = 0,002(qualidademáxima)$$

ou

$$Flecha_{admissivel} = 0,01 \times m_n = 0,02(qualidadebaixa)$$

Podemos verificar, que a flecha máxima admissível, cumpre o valor mínimo exigível (qualidade baixa), mas não cumpre, o que é considerado um limite mínimo, para engrenagens de elevada qualidade. Neste tipo de engrenagem, é muito importante a precisão dimensional, sendo que ligeiras alterações de cota, podem provocar interferências ou folgas indesejadas.

Uma forma relativamente simples de resolver o problema, seria adaptar um casquilho para o cárter. Deste modo, o rolamento do apoio A ficaria alojado perto do local onde o sem-fim exerce força. Outra hipótese, seria aumentar o diâmetro do veio. Neste caso, já teria de escolher rolamentos diferentes, que devido às baixas rotações do sem-fim, iriam ficar sobredimensionados.

Qualquer das soluções indicadas, parecem-me viáveis, contudo desnecessárias e dispendiosas. Os diversos mecanismos do cárter de velocidades, os veios, os rolamentos e as polias, foram dimensionados para suportar o binário nominal do motor principal. Para esse valor, a capacidade de furação máxima da furadora para furar aço, seria $\Phi 16\text{mm}$ e não $\Phi 25\text{mm}$.

Isto leva-me a concluir, que em termos de cálculo, o veio sem-fim, apenas tem de suportar o valor de binário, correspondente à capacidade de furação máxima **recomendada** ($\Phi 16\text{mm}$).

Por uma questão de segurança, sempre que se tratou de forças e velocidades de avanço, tive em conta o caso mais desfavorável (broca $\Phi 25\text{mm}$), garantindo assim que as escolhas feitas salvaguardavam a utilização de uma broca com diâmetro máximo $\Phi 25\text{mm}$ (para casos muito esporádicos).

Verifica-se, mesmo utilizando uma broca de $\Phi 25\text{mm}$, que a flecha está dentro dos valores máximos aceitáveis (qualidade mínima). Sabendo que uma broca de $\Phi 16\text{mm}$, provoca uma diminuição significativa da força axial e consequentemente uma diminuição do binário que é exercido pelo veio sem-fim (da ordem das 3 vezes inferior), a flecha irá para valores muito mais baixos.

Escolha dos rolamentos para o veio sem-fim

O motor de avanço tem um rolamento acoplado que permite suportar esforços axiais e radiais (Figura 151). Contudo o esforço axial é demasiado elevado, logo é necessário dimensionar um rolamento axial. Este irá ser colocado na parede do cárter, junto ao motor, pois é onde a roda irá exercer força sobre o sem-fim.

Apoio A

Rol 16003

Bearing behaviour 16003:			
$R_A \approx 230 \text{ N}$ $n = 15,5 \text{ rpm}$	Static load safety factor	S0_min	14.130
	Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
	Maximum equivalent static load	P0_max	230.00 [N]
	Equivalent speed	n	15.5 [1/min]
	Equivalent dynamic load	P	230.00 [N]
	lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	39000 [h]
	upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	60000 [h]

Figura 63 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga dinâmica do rolamento 16003 colocado no apoio A do sem-fim, [10].

ApoioB - radial

Rol.Motor

$R_B \approx 141 \text{ N}$

$n = 15,5 \text{ rpm}$

$R_{\text{radialmax}} = 156 \text{ N}$ (Figura 151)

Figura 64 – Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estática do rolamento do motor, [10].

ApoioB – axial

Rol.51103

$R_B \approx 1985 \text{ N}$

$n = 15,5 \text{ rpm}$

Bearing behaviour 51103:

Static load safety factor	S0_min	9.869
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	204023 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	1986.00 [N]
Equivalent speed	n	15.5 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	1986.00 [N]

Figura 65 – Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estática do rolamento 51103 colocado no apoioB, [10].

Cálculo à fadiga para o veio sem-fim

O cálculo à fadiga no veio sem-fim é estabelecido na secção crítica, onde o momento flector é máximo. Podemos desprezar o entalhe do anel elástico 1, pois tal como se vê na Figura 66, o momento flector é praticamente nulo. Não considerei o efeito do anel elástico 2, em virtude do valor da flexão nesse local ser bastante inferior ao pico máximo. Deveria de ter entrada com o efeito provocado pelo entalhe para a chaveta embutida (quanto à flexão), contudo por falta de tempo e porque complicava bastante o cálculo não o fiz.

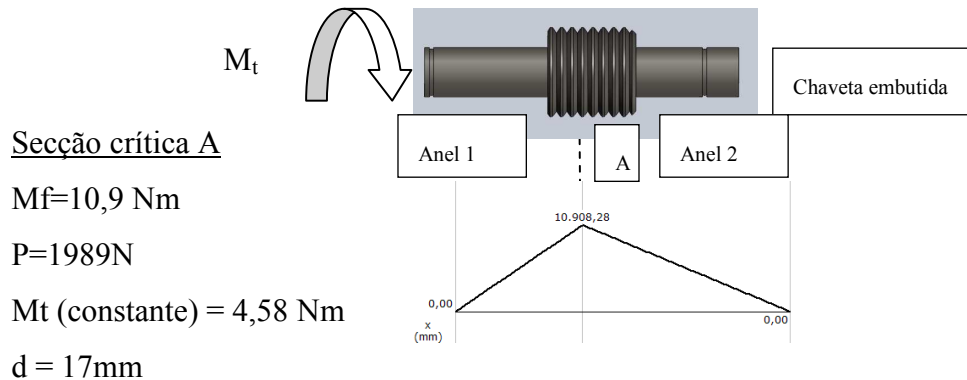


Figura 66 – Esquema do momento torsor e do momento flector aplicado no veio árvore.

Flexão + Compressão

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_{ced} = 300MPa$$

$$\sigma_{rot} = 600MPa$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{est}^{eq} = \cancel{\sigma_m} + \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{fo}^{corr}} \cdot Kf \cdot \sigma_a + \frac{4P}{\pi d^2} \\ \sigma_{est}^{eq} = (40.35Kf + 8,76)MPa \end{array} \right.$$

$$\sigma_{fo}^c = \sigma_{fo} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3$$

$$\sigma_{fo} = \frac{\sigma_{rot}}{2} = \frac{600MPa}{2}$$

$$C1 = 1(flexão)$$

$$C2 = 0,8$$

$$C3 = 0,7(maquinado)$$

Torção

$$\tau_{est}^{eq} = \cancel{\tau_m} + \frac{\tau_{ced}}{\tau_{fo}^{corr}} \cdot Kf \cdot \cancel{\tau_a}$$

$$\tau_{est}^{eq} = \tau_m = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} = 4.75MPa$$

$$K_f \approx K_t = K_t^{sem-fim}$$

[9]

Critério de Soderberg

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_{est}^{eq}}{2}\right)^2 + (\tau_{est}^{eq})^2} \leq \frac{\sigma_{ced}}{N} \Leftrightarrow \quad [9]$$

Para $\rightarrow N = 1 \rightarrow K_f = 14,65$

Para $\rightarrow N = 2 \rightarrow K_f = 7,2$

Visto que o valor do factor de concentração de tensão, junto ao sem-fim, não é fácil de determinar, calculei qual seria o valor crítico deste, sem margem de segurança (N=1) e com margem de segurança (N=2). Verifica-se que, mesmo no segundo caso, o valor do factor de concentração de tensões teria de ser superior a $K_f=7$ para se atingir o limite admissível à fadiga.

- Considerei a carga axial constante e de valor $P=1989N$. A tensão variável devido à força axial é nula, e os factores de concentração de tensões, efeito do tamanho, acabamento superficial e tensão limite de fadiga não entram no termo correspondente à carga axial. Sendo assim:

$$\sigma_{m_{carg\ axial}} = \sigma_{nom} = \frac{4P}{\pi d^2}$$

- Visto os veios serem considerados dúcteis, só entrei com o factor de concentração de tensões, na componente da tensão variável (parte de flexão).
- Rosca de grande dimensão (Figura 143)
- Analisando a Figura 150 e a Figura 146 pode-se estabelecer uma analogia, entre o sem-fim e um parafuso ou uma roda Z8. O caso crítico para cada um deles não ultrapassa $K_f=5$, logo não existirá problemas quanto à fadiga.

Cálculo da flecha do veio de avanço

Será preciso determinar as reacções no veio, para poder escolher os rolamentos a utilizar no veio de avanço, e verificar se o veio não flecte mais do que é permitido.

O veio que acciona a roda z14 na cremalheira é assente em três apoios. Trata-se portanto de um problema hiper-estático. Uma das soluções é recorrer ao método das forças para determinar o diagrama de momentos flectores. A grande dificuldade está em se determinar a flecha máxima, pois desconhece-se o seu local. Para que a utilização do método das forças seja viável é necessário arbitrar o ponto onde a flecha é próximo da máxima, pois neste método, obtém-se o valor da flecha para cada ponto e não a curva da flecha.

No caso de existir apenas uma força, aproximadamente simétrica entre apoios, poderíamos considerar que a flecha máxima estaria no local de aplicação da força. Neste caso, tal não acontece, sendo que existem duas forças aplicadas e não se encontram simétricas, em relação aos apoios.

Visto que, onde é mais importante que os valores das flechas não sejam superiores ao permitido, é nas engrenagens (neste caso na roda coroa e na roda z14), podemos determinar a flecha nos locais de aplicação das forças.

Verificação pelo método das forças

Sistema base

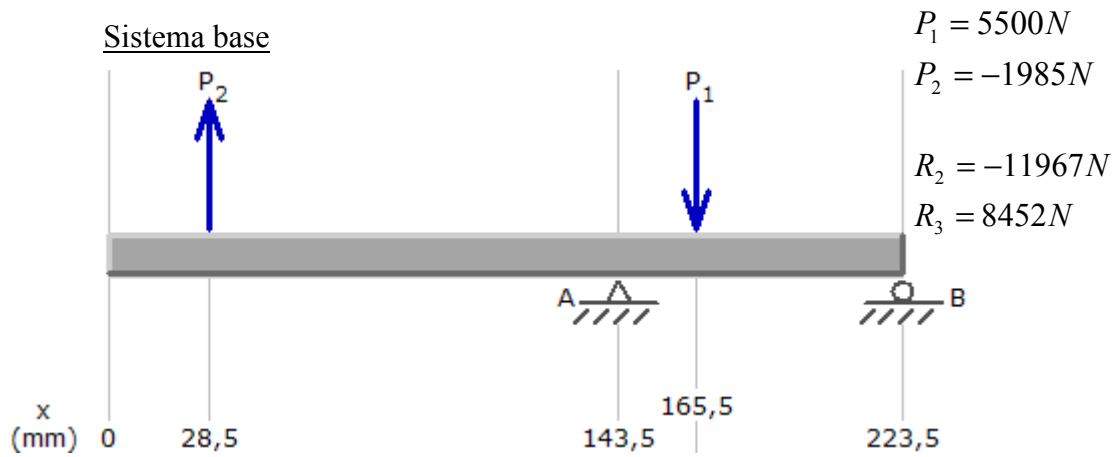


Figura 67 - Sistema base do sistema hiperestático do veio de avanço

Plano1

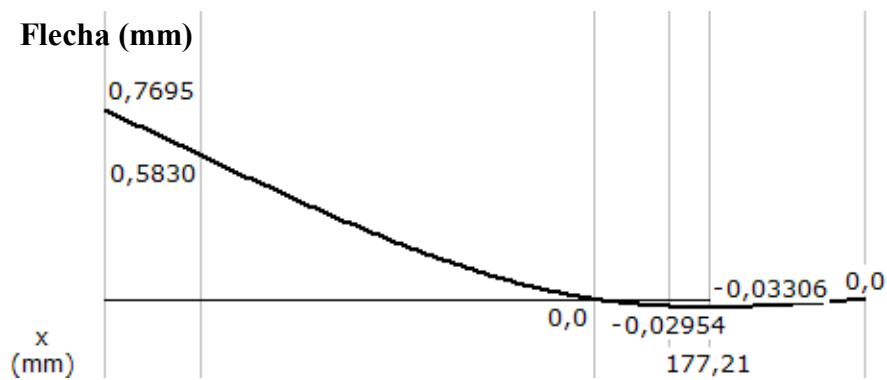
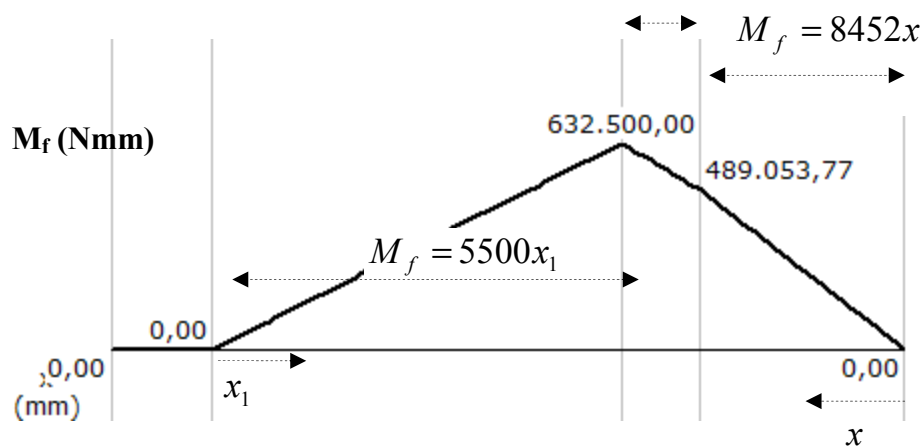


Figura 68 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço – plano1

Carga unitária

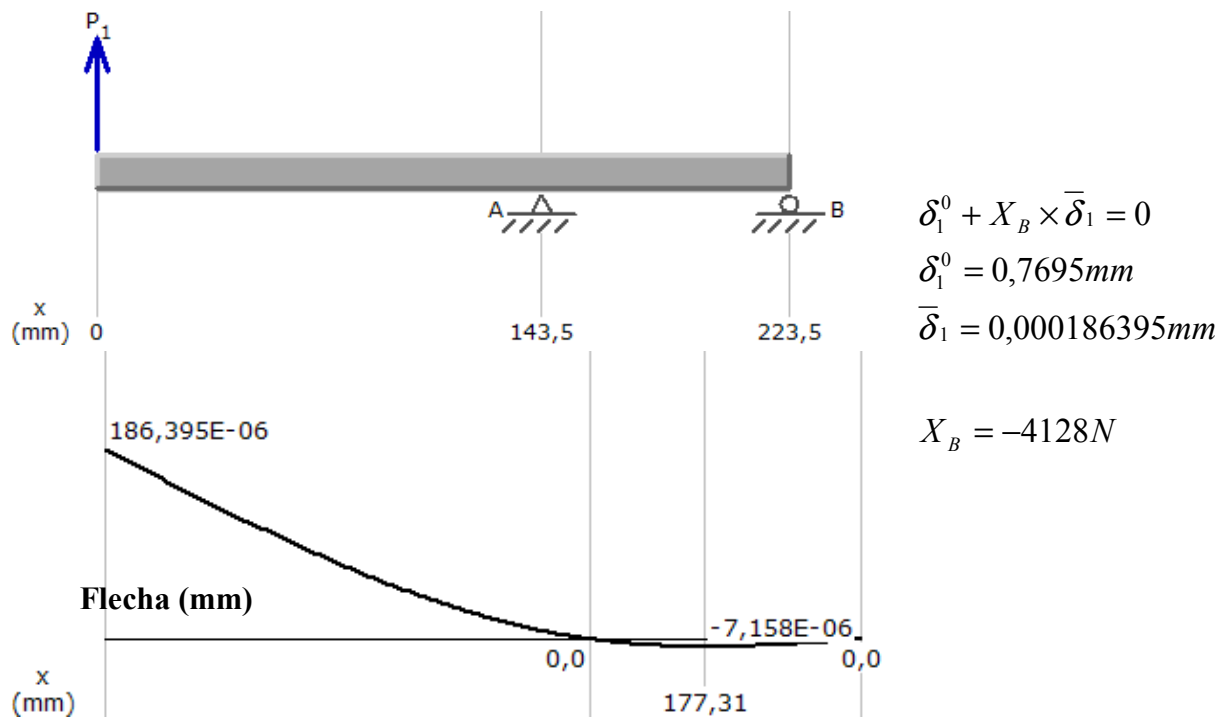


Figura 69 - Curva da flecha do veio de avanço aplicando uma carga unitária – plano1

Sistema global

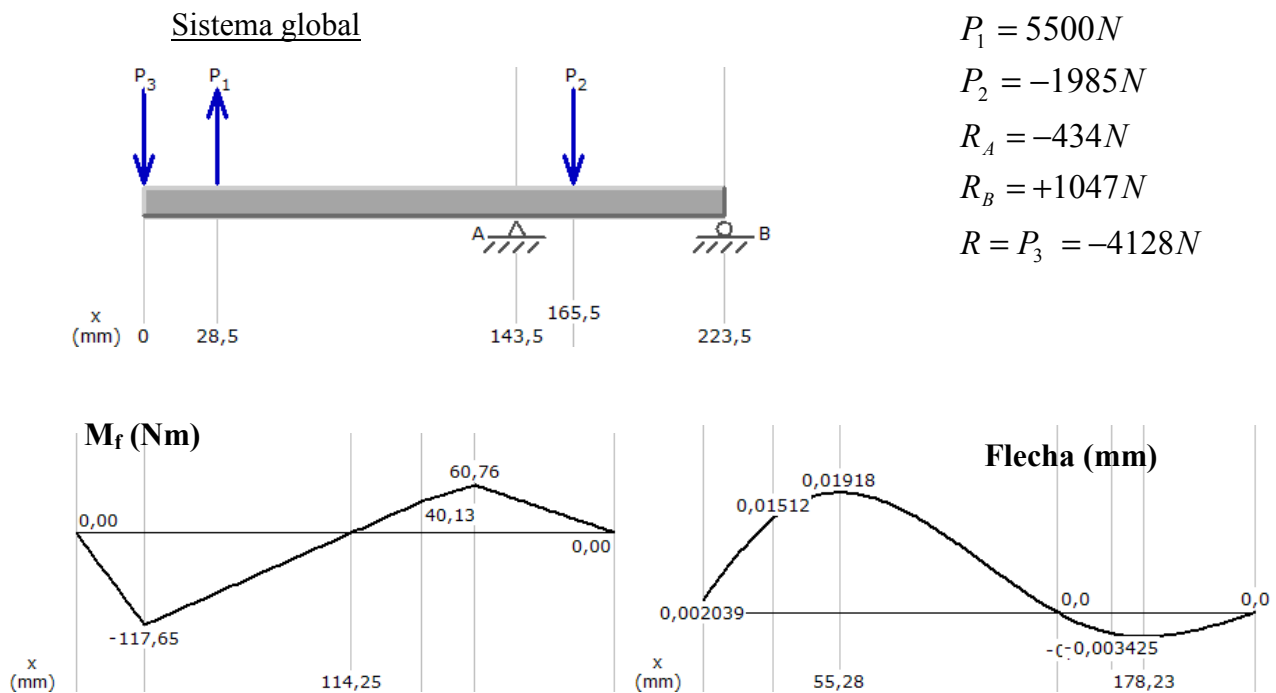
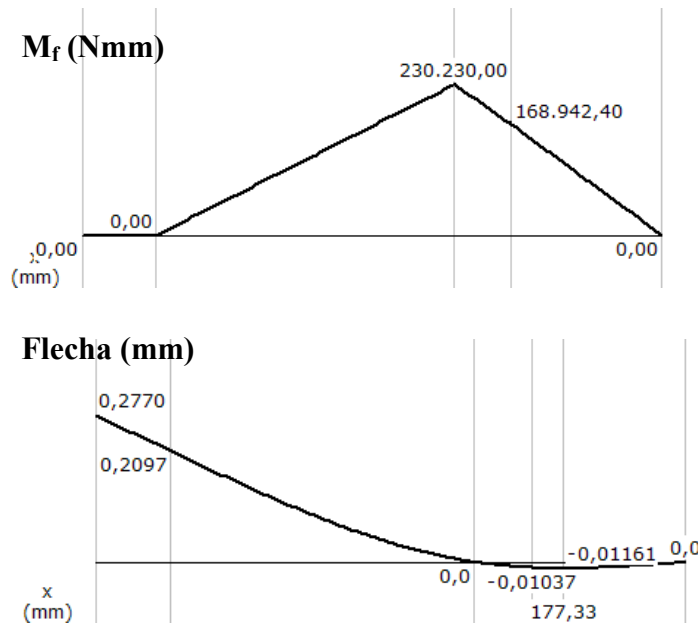


Figura 70 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço do sistema global – plano1

Plano 2



$$R_2 = -4787N$$

$$R_3 = 2912N$$

$$P_1 = 2002N$$

$$P_2 = -127N$$

Figura 71 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço – plano2

Carga unitária

$$\delta_1^0 + X_B \times \bar{\delta}_1 = 0$$

$$\delta_1^0 = 0,277mm$$

$$\bar{\delta}_1 = 0,000186395mm$$

$$X_B = -1486N$$

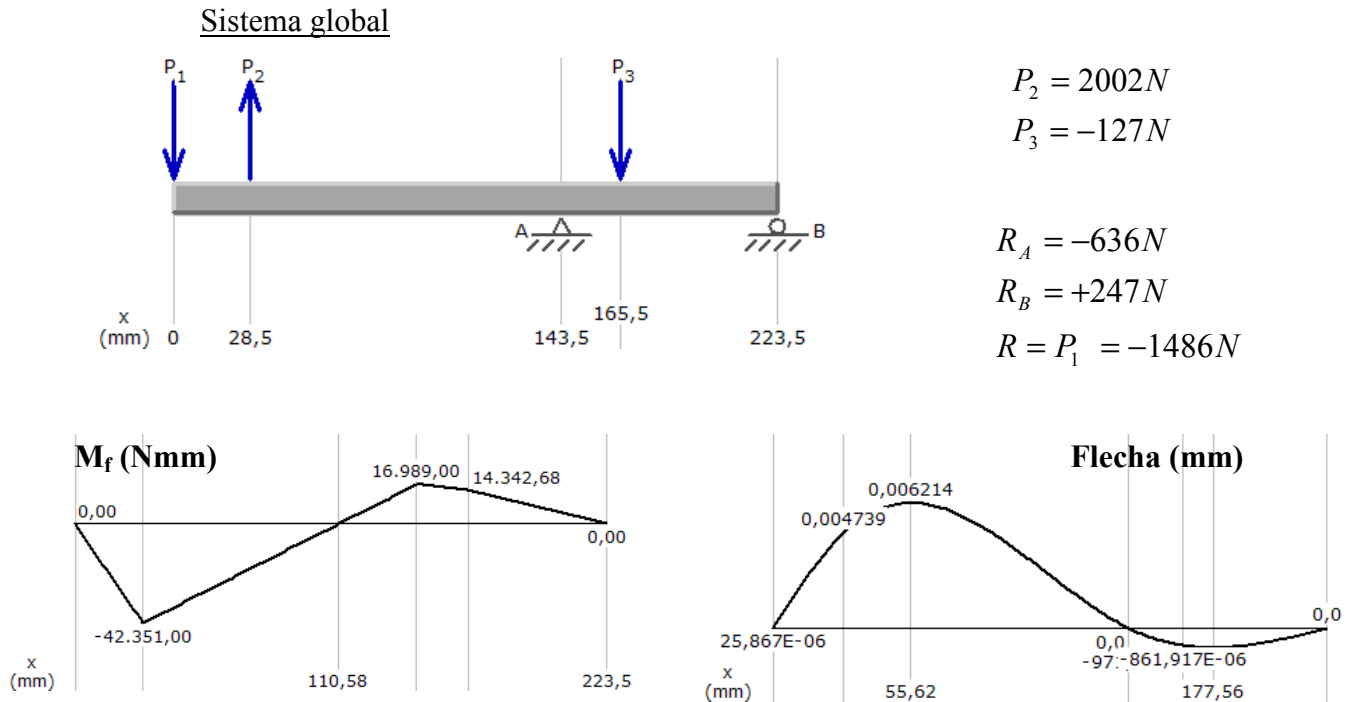


Figura 72 - Diagrama de momentos flectores e curva da flecha do veio de avanço do sistema global – plano2

Flecha final

$$Flecha_{rodacoroa} = \sqrt{0,003425^2 + 0,000861} = 0,00353\text{ mm}$$

$$Flecha_{ADMISSIVEL} = 0,01 \times m_n = 0,02 \rightarrow (\text{qualidade baixa})$$

$$Flecha_{ADMISSIVEL} = 0,001 \times m_n = 0,002 \rightarrow (\text{qualidade elevada})$$

$$Flecha_{z14} = \sqrt{0,01512^2 + 0,004739} = 0,016\text{ mm}$$

$$Flecha_{z14 \text{ dim issivel}} = 0,01 \times m_n = 0,02 \rightarrow (\text{qualidade baixa})$$

$$Flecha_{z14 \text{ dim issivel}} = 0,001 \times m_n = 0,002 \rightarrow (\text{qualidade elevada})$$

Verifica-se que as flechas no local das engrenagens satisfazem os requisitos mínimos obrigatórios. A roda-coroa, exige uma maior tolerância dimensional, sendo que o valor da flecha está perto do limite correspondente à qualidade elevada.

Por outro lado, o cálculo que foi efectuado tinha por base que a broca utilizada era de $\Phi 25\text{ mm}$, e não de $\Phi 16\text{ mm}$, que é o recomendado. Ao utilizar um broca de diâmetro máximo $\Phi 16\text{ mm}$, os valores de binário e de força baixam bruscamente, bem como as flechas dos veios.

Escolha de rolamentos para o veio de avanço

Apenas se irão colocar rolamentos no cárter de avanço nos apoios 2 e 3. Para dimensiona-los, vou considerar as reacções obtidas nesses apoios. O rolamento do apoio 3, tem de suportar um esforço radial e um esforço axial. Visto que, a força axial não é muito elevada, não é necessário utilizar um rolamento axial.

$$R_{2radial} = \sqrt{434^2 + 636^2} = 770N$$

$$R_{3radial} = \sqrt{1047^2 + 247^2} = 1075N$$

$$R_{3axial} = 348N$$

$$n = \frac{15,5}{40} = 0,3875rpm$$

Apoio 2

- **1 Rolamentos 16006**

Bearing behaviour 16006:

Static load safety factor	S0_min	9.545
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	770.00 [N]
Equivalent speed	n	0.4 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	770.00 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	37000 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	57000 [h]

Figura 73 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estático do rolamento 16006 colocado no apoio 2 do veio de avanço, [10].

Apoio3

- **1 Rolamentos 16006**

Bearing behaviour 16006:

Static load safety factor	S0_min	6.837
Cumulated rating life in hours (nominal)	Lh10	> 1000000 [h]
Maximum equivalent static load	P0_max	1075.00 [N]
Equivalent speed	n	0.4 [1/min]
Equivalent dynamic load	P	1186.26 [N]
lower guiding value for the relubrication interval	tfR_min	22500 [h]
upper guiding value for the relubrication interval	tfR_max	34700 [h]

Figura 74 - Estimativa do número de horas de funcionamento e coeficiente de segurança da carga estático do rolamento 16006 colocado no apoio 3 do veio de avanço, [10].

Sistema de embraiagem no avanço electrónico

Existirá, como opcional, um sistema de mudança de gama electrónico. Se o operário pretender continuar a utilizar o sistema de avanço manual, em conjunto com o avanço electrónico, é aconselhável que exista um sistema que engate e desengate na roda coroa. Para tal, escolhi uma embraiagem da “GOIZPER” (Figura 155), que devido às suas dimensões reduzidas, me parece a indicada. Esta embraiagem é electromagnética, uma das partes fica solidária com o veio e a outra com a roda coroa. Sempre que seja actuada (engata através de dentes), o sistema fica a funcionar com o avanço electrónico.

A utilização de uma embraiagem não é obrigatória. Caso não se utilize, é necessário, sempre que se pretenda utilizar o avanço manual, cortar a corrente que passa para o motor, não permitindo deste modo, que o motor não fique “travado”. De qualquer forma, é preciso sempre vencer a inércia provocada pelo motor, o que pode obrigar a utilizar uma mola de maior rigidez. Neste caso, tratando-se de um motor de pequena dimensão, a sua inércia é baixa.

A embraiagem utilizada suporta um binário máximo de 100Nm. Este valor é suficiente, tendo em conta que, ao furar com uma broca de $\Phi 25\text{mm}$ o binário do veio de avanço é de 77Nm.

Mais uma vez, coloca-se a questão se havia de dimensionar a embraiagem para suportar o esforço provocado por uma broca de $\Phi 25\text{mm}$ (máximo) ou por uma broca de $\Phi 16\text{mm}$ (recomendado). Sempre que se tratou de questões relacionadas com forças de avanço, tive como limite de segurança, em termos de dimensionamento dos diversos componentes, que estaria a furar aço com uma broca de $\Phi 25\text{mm}$. Deste modo, optei por dimensionar, tendo em conta a situação crítica. A embraiagem suporta o binário correspondente ao máximo que é debitado pelo motor principal, $4,58 \cdot 40 \cdot 0,42 = 76.944\text{Nm}$, e o binário correspondente ao máximo do motor de avanço ($5,1 \cdot 40 \cdot 0,42 = 85.68\text{Nm}$).



SERIE	TORQUE (Nm)
• SERIE 440 Electromagnetic slipping clutches	100

Figura 75 – Embraiagem electromagnética da serie 440 utilizada no mecanismo de avanço electrónico [13]

Rolamento a colocar na roda coroa

$$F_{\tan gencialroda} = 1985N$$

$$F_{radialroda} = 127N$$

$$F_{radialroda} = \sqrt{127^2 + 1985^2} = 1989N$$

2 Rolamento 61806

C_r	4150 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	3350 N	Basic static load rating, radial
n_G	19000 1/min	Limiting speed
n_B	14000 1/min	Reference speed

$$R_{rol61806} = 994.5N$$

$$n = 0.3875rpm$$

Figura 76 - Coeficiente de segurança da carga estática e dinâmica e velocidades de rotação de referência e máxima do rolamento 61806 colocado na roda coroa [10].

Foram utilizados dois rolamentos, para facilitar o guiamento da polia (em termos de carga máxima bastava por um). O número de horas de funcionamento do rolamento é muito elevado, pois a roda irá rodar a uma velocidade extremamente baixa (0.375rpm). Desta forma, tenho a noção de estar a sobredimensionar os rolamentos. De qualquer forma, visto serem económicos, parece justificar-se a utilização de dois rolamentos.

Nota: no site da *INAFAG* não disponibilizam o cálculo do número de horas para este tipo de rolamento.

Limitadores de binário

De forma a não se permitir que o utilizador sobrecarregue o motor, furar com uma broca de diâmetro superior a $\Phi 16mm$, poderia ser aplicado um limitador de binário (mecânico). Contudo, como existe variadores a controlar todos os motores, é possível limitar o binário electronicamente. Os variadores permitem regular o binário máximo do motor e regular a corrente que passa para o motor.

Mecanismo electrónico de mudança de gama

Este mecanismo substitui o sistema mecânico de mudança de gama. É constituído por duas embraiagens electromagnéticas, uma por polia (*GOIZPER*).

SERIE	TORQUE (Nm)
• SERIE 440 Electromagnetic slipping clutches	40



Figura 77 - Embraiagem electromagnética serie 440 utilizada no mecanismo de mudança de gama, [13].

Cada embraiagem é constituída por duas partes. Uma das partes, é solidária com a polia, sendo aparafusada a esta. A outra, é solidária ao veio, sendo acoplada a este, por chaveta. Sempre que cada embraiagem está actuada, ambas as partes ficam solidárias, rodando a polia juntamente com o veio. É evidente, que não é permitido que ambas as embraiagens sejam actuadas em simultâneo. Para tal, pode ser associado a estas um só interruptor (de preferência de três posições), em que as ligações nas embraiagens têm de ser “opostas”. Com o interruptor na posição intermédia, ambas estão desactivadas. Numa das posições extremas, actua uma das embraiagens, deixando a outra desactivada, na outra posição extrema, acontece o contrário.

As embraiagens colocam-se entre as polias 22L e 36L - partes móveis encostadas, uma contra a outra.

Notas:

1. No caso do mecanismo electrónico, não é necessário um sensor de leitura de velocidade da árvore.
2. Este mecanismo não permite furar aço com a broca superior a $\approx 20\text{mm}$, pois o binário máximo que a embraiagem suporta são 40Nm ($\Phi 16\text{mm}$ corresponde $\approx 18\text{Nm}$ e $\Phi 25\text{mm}$ corresponde $\approx 54\text{Nm}$).
3. Com o mecanismo de mudança de gama electrónico, as polias 22L e 20L mudam de lugar, para que deste modo seja possível alojar as embraiagens. Esta mudança, irá alterar as reacções nos apoios, bem como as flechas dos veios, pois apesar das forças exercidas sobre os veios não serem alteradas, as distâncias a que se encontram são. Contudo, visto que é mais crítico, visto a flecha ser maior, o local das polias no mecanismo mecânico, não é necessário refazer os cálculos.
4. São utilizados rolamentos 61804 nas polias 22L (dois) 36L (três).

Mecanismo de furar vs mecanismo de roscar - sistema de “micros”

Existe, como opcional, a possibilidade de introduzir dois interruptores de fim de curso, afixados num perno (disponível de série com o avanço electrónico).

1. No sistema de avanço manual, operação furar, nenhum dos micros fica activo.
2. No sistema de avanço electrónico, operação furar, o micro 2 quando é actuado, faz desactivar a embraiagem do mecanismo de avanço electrónico (desliga o geral do mecanismo de avanço), fazendo com que a manga eleve-se por acção da força da mola (para quando bate na guia). O motor principal continua em funcionamento até ser desligado pelo utilizador. O micro 1, quando é actuado, desliga o motor de avanço, não permitindo, que caso o micro 2 não chegue a ser actuado, o mecanismo electrónico continue a elevar a manga. Enquanto o micro 1 estiver actuado, o motor de avanço só pode rodar no sentido que corresponde à descida da manga.
3. No sistema de avanço electrónico, operação roscar, quando o micro 2 é actuado, o variador do motor principal faz com que este inverta o seu sentido. O mesmo acontece com o variador do motor do sistema de avanço. Sendo assim, a ferramenta gira em sentido inverso e a manga é elevada. Quando o micro 1 é actuado, a máquina volta a inverter o sentido de rotação e a manga começa a descer. Quando a operação de roscar é seleccionada, o mecanismo é automático, sendo que não é permitido ao utilizador inverter o mecanismo de avanço. Antes de ligar o sistema de avanço e seleccionar o sistema de roscar, o utilizador deverá escolher o sentido de rotação do motor principal (rosca direita vs esquerda). Depois do sistema de roscar entrar em funcionamento só os botões do geral do mecanismo de avanço e de emergência ficam activos.

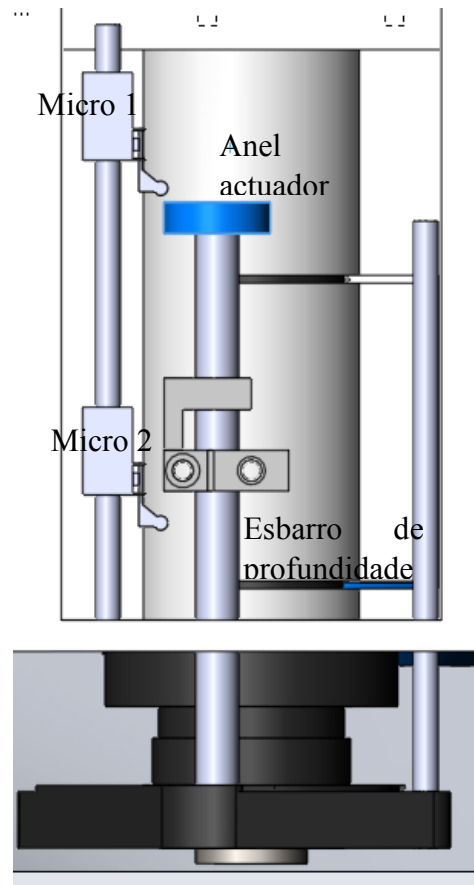


Figura 78 – Sistema de micro aplicados em conjunto com o avanço electrónico

4. Existirá um autómato (programável através de um software de PC), que permite executar de uma forma prática as funções pretendidas (opcional).

Dimensionamento das chavetas

Neste projecto, as chavetas escolhidas estão associadas à norma DIN 6885 com forma baixa. As dimensões das chavetas, foram vistas no livro “*Elementos de Máquinas*”, de G. Niemann, em função do diâmetro do veio, do momento torsor do veio correspondente, de um coeficiente de segurança (N) e da tensão de cedência de proporcionalidade (que foi obtido no catalogo da “FRAMADA” tendo em conta o tipo de material da chaveta). O comprimento mínimo da chaveta é obtido em função das restantes dimensões, [8].

- Para o sem-fim com $\varnothing=11\text{mm}$

$$b = 4 \text{ mm}$$

$$h = 4 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2.4 \text{ mm}$$

$$s = 0.1 \text{ mm}$$

- Veio motor $\varnothing=14\text{mm}$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2.9 \text{ mm}$$

$$s = 0.1 \text{ mm}$$

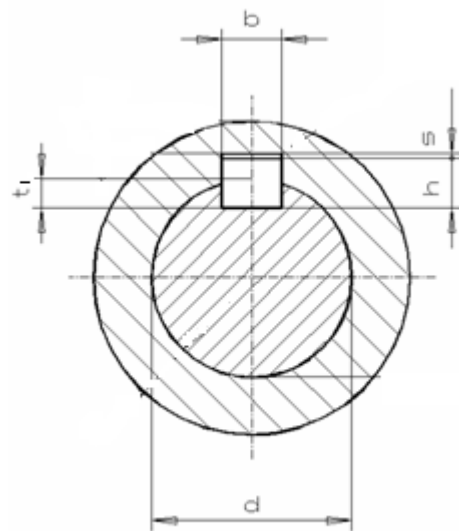


Figura 79 – Dimensões aproximadas do eixo e do cubo do veio árvore estriado, [8].

- Para o veio intermédio com $\varnothing=17\text{mm}$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$t_1 = 2.9 \text{ mm}$$

$$s = 0.1 \text{ mm}$$

- Para o veio árvore com $\varnothing=20\text{mm}$

$$b = 6 \text{ mm}$$

$$h = 6 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3.5 \text{ mm}$$

$$s = 0.1 \text{ mm}$$

- Para o veio avanço com $\varnothing=30\text{mm}$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4.1 \text{ mm}$$

$$s = 0.1 \text{ mm}$$

Aço usado para a chaveta:

$$\sigma_{0,2\%} = 294 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{adm} = \frac{\sigma_{0,2\%}}{N} = \frac{294}{2,5} = 117,6 \text{ mm}^2 \quad [14]$$

- Comprimento da chaveta, sujeita a um momento de 4.58 Nm, no veio sem-fim de 11 mm de diâmetro:

$$L_{\min} = \frac{M_t \cdot 1000 \cdot 2}{d_1 \cdot (h - t_1) \cdot p_{adm}} \Leftrightarrow L = \frac{4.58 \times 1000 \times 2}{11 \times (4 - 2.5) \times 117,6} = 20,45 \text{ mm}$$

- Comprimento das chavetas, sujeitas a um momento de 3.74 Nm, no veio do motor de 14mm de diâmetro:

$$L_{\min} = \frac{M_t \cdot 1000 \cdot 2}{d_1 \cdot (h - t_1) \cdot p_{adm}} \Leftrightarrow L = \frac{3.74 \times 1000 \times 2}{14 \times (5 - 3) \times 117,6} = 2,27 \text{ mm}$$

- Comprimento da chaveta, sujeito a um momento de 8.4 Nm, no veio intermédio de 17mm de diâmetro:

$$L_{\min} = \frac{M_t \cdot 1000 \cdot 2}{d_1 \cdot (h - t_1) \cdot p_{adm}} \Leftrightarrow L = \frac{19.85 \times 1000 \times 2}{20 \times (5 - 3) \times 117,6} = 4,2 \text{ mm}$$

- Comprimento da chaveta, do engate (ou da embraiagem) sujeito a um momento de 19.85 Nm, no veio árvore de 20mm de diâmetro:

$$L_{\min} = \frac{M_t \cdot 1000 \cdot 2}{d_1 \cdot (h - t_1) \cdot p_{adm}} \Leftrightarrow L = \frac{19.85 \times 1000 \times 2}{20 \times (6 - 3.5) \times 117,6} = 6,75 \text{ mm}$$

- Comprimento do casquilho de bronze, sujeito a um momento de 19.85 Nm, no veio árvore de 20mm de diâmetro:

➤ 4 Entradas

$$M_{\max} \leq M_{admissivel} \times L_{\min} \Leftrightarrow L_{\min} \geq \frac{19,85}{3,75} \approx 5,3 \text{ mm}$$

d (mm)	D (mm)	b (mm)	$M_{\text{admissível}} (Nm / mm)$	$M_{\text{max}} (Nm)$
16	20	6	$\frac{3,750}{L}$	19,85

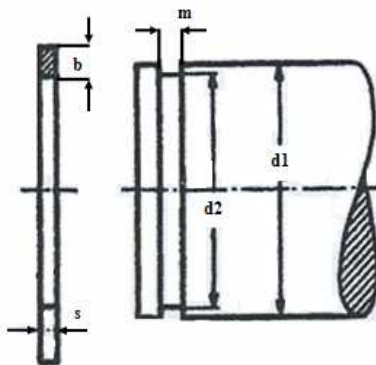
Figura 80 - Dimensões aproximadas do eixo e do cubo do veio árvore estriado, [8].

Comprimento da chaveta, sujeito a um momento de 77 Nm, no veio de avanço de 30mm de diâmetro:

$$L_{\min} = \frac{M_t \cdot 1000 \cdot 2}{d_1 \cdot (h - t_1) \cdot p_{adm}} \Leftrightarrow L = \frac{77 \times 1000 \times 2}{30 \times (7 - 4) \times 117,6} = 14,55 \text{ mm}$$

Anéis elásticos

Neste projecto, utiliza-se diversos anéis elásticos: no veio motor, veio intermédio, veio árvore, veio de avanço e veio sem-fim. As dimensões dos freios, são normalizadas, e são dadas em função do diâmetro do veio. A norma usada neste projecto foi a DIN 471.



d1	14mm	17mm	20mm	30mm
d2	13,4mm	16,2mm	19mm	28,6mm
s	1mm	1mm	1,2mm	1,5 mm
b	2,2mm	2,2mm	2,7mm	3,5mm
m	1,1mm	1,1mm	1,3mm	1,6mm

Figura 81 - Dimensões aproximadas do eixo e do cubo do veio árvore estriado

Parafusos

Para a escolha dos parafusos, visto a maioria, não serem submetidos a forças axiais, não é preciso fazer nenhum tipo de cálculo para os dimensionar. Os parafusos que seguram, a caixa de velocidades ao cabeçote, os que seguram a coluna à base e os que seguram o cárter do avanço ao cabeçote, não são submetidos a praticamente nenhum esforço. Nos dois primeiros casos a acção do peso é lhes favorável, e no último, o cárter entra justo no cabeçote. Sendo assim, escolheu-se parafusos de pequena dimensão - M6 e M8.

Dito isto, existe contudo uma pequena nuance. O ferro fundido tem tendência a esfarelar, o que à partida impede o uso de parafusos muito pequenos. O parafuso M8 por estas razões será o mais consensual.

Anilha e intercalares

Para que os componentes não tivessem folgas entre eles, utilizou-se diversas anilhas e intercalares.

Materiais utilizados nos diversos componentes

A escolha dos materiais para os diversos componentes é muito importante, pois esta escolha condiciona os limites do projecto, a nível de solicitações, dimensões, coeficientes de atrito e condutividades térmicas.

O material predominante neste projecto é o ferro fundido cinzento e o aço. A escolha dos vários aços, foi realizada com ajuda do catálogo electrónico da *F.Ramada*¹, que fornece as principais características de cada tipo de aço, assim como as aplicações principais de cada um. Parte das peças já existiam (modelo FK), e portanto o material já tinha sido escolhido.

A grande maioria das peças vem de fundição – **ferro fundido cinzento**: mesa, base, guia, braço rígido, cárter cabeçote, coluna, cárter caixa de velocidades, manga, cárter avanço, etc. O esbarro índice e o casquilho são feitos em ferro fundido nodular. Os restantes elementos em ferro fundido serão descritos na lista de peças, bem como o tipo de ferro fundido. A maioria das peças irá depois ser maquinada.

Outra elevada parcela de peças é feita de aço.

Para os **veios**, optou-se por o aço de construção ao carbono DIN CK45 K, bem como para a árvore, as chavetas, intercalares, os parafusos e porcas.

Para os **engates (fixos e móveis)**, optou-se por um aço de **construção de corte fácil 9SMnPb28k**

As únicas excepções são os aços para os **anéis elásticos** e para as **molas**, aço de molas **50CrV4**, e **aço St 37 K** para elementos com características mecânicas menos exigentes, como é o caso dos tirantes, cremalheira inferior, superior e cremalheira da manga.

¹ As normas utilizadas (“*DIN*”) foram retiradas do catálogo da *F.Ramada*, [14].

Lubrificação

Os componentes existentes no cárter do modelo de engrenagens (FK), os veios, as engrenagens e as cames, eram lubrificados. No modelo FKV tal não acontece. O mecanismo de transmissão de potência, é feito através de correias e polias dentadas. As correias e as polias (e a embraiagem caso exista) não podem ser lubrificadas, pois o lubrificante causaria um mau funcionamento do mecanismo e um desgaste prematuro dos componentes.

Isto obriga a que os rolamentos, que no caso do modelo de engrenagens eram lubrificados através dos mesmos canais de lubrificação que os veios, tenham de ser rolamentos de massa blindados (2Z e 2RSR).

Existirá canais de lubrificação para o cárter de avanço (manual e electrónico), de forma a lubrificar o veio de avanço, a roda coroa e o sem fim (os dois últimos no caso do mecanismo electrónico). Os canais serão colocados de modo a não permitir que deslize óleo para a embraiagem. Da mesma forma existirá um canal de lubrificação para os mecanismos de elevação da mesa e do cabeçote.

A lubrificação exigida para engrenagens é elastohidrodinâmica, pois as engrenagens estão sujeitas a elevadíssimas pressões em superfícies muito pequenas. Isso implica um aumento da rigidez do lubrificante e a deformação dos maciços. Ora aqui, na teoria elastohidrodinâmica, considera-se que ocorre deformação elástica, ou seja, o contacto é Hertziano. Depois, consultando o catálogo online do site da empresa BP, escolheu-se o lubrificante Energol GR-XP, sendo este um óleo mineral. A escolha do óleo lubrificante foi feita com base no facto, de ser um óleo para engrenagens, sujeitas a cargas elevadas.

Lubrificantes Minerais

Energol GR-XP 68,100,1501,220,320,460,680,1000

Lubrificantes para Engrenagens Minerais

Lubrificantes com aditivos de extrema-pressão para engrenagens industriais, isentos de chumbo, possuindo uma excepcional estabilidade térmica e uma excelente capacidade de carga. Recomendados para engrenagens industriais de dentes diretos, helicoidais e do tipo sem-fim sujeitas a cargas elevadas.



Figura 82- Lubrificante escolhido para as engrenagens utilizadas na furadora FKV, [21].

Capítulo 4 – Conclusões relativas ao projecto da furadora

O principal resultado esperado pela empresa é: “o projecto da máquina bem como todo o processo de fabrico, maquinação de peças, e criado o procedimento de montagem. Realização do primeiro protótipo”.

A parte de projecto da máquina e criação do procedimento de montagem ficou concluído. Para a realização do primeiro protótipo é necessário um conjunto de situações ficar resolvido, desde o investimento para a compra do material necessário até à falta de qualidade de maquinação das peças. Neste tópico competente a empresa tomar a decisão final.

Referindo o projecto da furadora, considero que de uma forma geral, os objectivos a que me propus foram cumpridos. A meu ver, o produto final a que cheguei consegue conciliar de uma forma equilibrada as necessidades da empresa e do mercado. A furadora FKV, foi feita de forma a utilizar por base o modelo FK (o que permite uma contenção considerável dos custos de produção). O custo final da furadora FKV (sem extras) fica abaixo do valor do modelo FK, o que é claramente positivo, e que se deve ao facto de as polias e correias normalizadas serem muito menos dispendiosas que as engrenagens. É verdade que a capacidade de furação real da FKV é menor do que a da FK, o que pode ser para alguns clientes, um entravo à sua aquisição. Contudo, foi demonstrado que não é possível, para o mesmo cârter, terem capacidades de furação idênticas. Sendo o modelo FKV mais económico, tanto no custo inicial como na manutenção, parece-me que pode ser um modelo com muita procura.

Por outro lado, o preço do modelo com todos os extras fica abaixo do modelo FJV com avanço mecânico. Apesar do modelo FJV ter uma capacidade de furação superior à FKV, esta última pode justificar-se para empresas que dêem mais importância à tecnologia e a facilidade de utilização em detrimento da capacidade de furação.

Em relação ao dimensionamento e ao projecto, gostaria de ter tido mais tempo para verificar todos os veios à fadiga e de uma forma mais detalhada (entrado com as varias combinações possíveis para secções críticas), analisando os reais coeficientes de concentração de tensões. O mesmo para os dentes das polias e correias, pois estas foram dimensionadas pelos catálogos dos fabricantes (que tem estes factores em consideração). Esta verificação pode não se considerar relevante devido ao custo reduzido das polias e correias, contudo seria interessante do ponto de vista do estudo teórico de problemas de fadiga. Seria também interessante verificar quais as alterações necessárias a realizar no cârter, de modo a permitir alojar um moto-redutor para que deste modo fosse possível manter a mesma capacidade de furação do modelo FK. Tal solução obrigaria a um novo dimensionamento, ou pelo menos a uma nova verificação, dos diversos mecanismos de transmissão de potência.

Como resumo, parece-me que o objectivo principal de projectar um novo modelo de furadora foi alcançado, sendo que a sua integração no mercado real, esta pendente do abalo da empresa, sendo necessário primeiro traçar-se objectivos concretos para este novo modelo.

Capítulo 5 - Assistências, reparações e fabrico de peças

Como já referi grande parte do meu tempo de estágio na empresa foi dedicado às assistências de máquinas que vieram para reparar. Desde máquinas que eram trazidas pelos clientes, às nossas instalações, até idas a estes, para verificar anomalias nas máquinas. Quase sempre nessas idas aos clientes ia acompanhado pelo operário responsável pela reparação das máquinas EFI - excepção feita a uma viagem à “*Browning Viana - Fábrica de Armas e Artigos de Desporto*”, em que fui verificar um veio de avanço por nós fabricado.

Visto que foram muitas as reparações em que me vi envolvido, irei referir apenas duas.

Uma das reparações que nos deu mais “dores de cabeça”, foi a de uma furadora de modelo FG, pertencente a uma empresa de serralharia em Estarreja – “*João Valente Martins da Silva*”. A máquina já tinha sido reparada pela nossa empresa no ano passado, e eles contactaram-nos, referindo que a máquina “falhava” em algumas gamas de velocidade. Deslocamo-nos a Estarreja, mas, visto não detectarmos o problema optamos por trazer a máquina para as nossas instalações. Após uma simples afinação na fêmea de aperto do veio arvore, e fazendo vários testes (furar nas varias gamas) a máquina parecia funcionar correctamente. Foi então entregue ao cliente, que passado alguns dias voltou a contactar-nos, mostrando-se desagradado. A máquina tinha voltado a falhar. Voltamos a dirigir-nos a Estarreja, mas mais uma vez não foi possível detectar a anomalia, e voltamos a trazer a máquina para as nossas instalações. Depois de várias horas “à volta da máquina” chegou-se à conclusão que, a razão de a máquina falhar, era uma ligeira folga (menos de 1mm) existente no veio árvore, existindo a tendência de este descer ligeiramente. Essa folga foi corrigida, com a introdução de uma anilha.

A razão pela qual dei este exemplo, em que inicialmente o nosso trabalho pode-se dizer que não correu como pretendido, foi de demonstrar que, uma reparação que é extremamente simples, supostamente demoraria minutos a reparar, pode tornar-se muito demorada, pois a detecção da anomalia nem sempre é fácil. É a meu ver essencial tentar arranjar um método, o mais fiável e eficaz possível, de detecção das possíveis avarias (sabendo que não é simples de encontrar um método perfeito pois as anomalias são muito diversas), diminuindo-se assim bruscamente o tempo de detecção. Como é evidente o conhecimento e a experiência neste tipo de máquinas são essenciais. No anexo A irei colocar várias imagens com o modelo da máquina e com indicação do tipo de reparação a que foi sujeita.

Outra das assistências que me parece interessante referir, foi a reparação de uma furadora (FG), pertencente à “*Câmara Municipal de Vila Nova Gaia*”, e que nos foi entregue para reparar pela empresa “*Impacto - Máquinas e Ferramentas, Lda*” na Maia.

A máquina em termos mecânicos não apresentava nada partido, sendo que a única razão para não trabalhar correctamente era a ferrugem de vários componentes. Por outro lado a parte eléctrica estava danificada, o que provocava o excesso de ruído.

A outra parte relevante nesta reparação foi a indicação da câmara que pretendia pôr a máquina de acordo com as normas de segurança em vigor para máquinas antigas. O nosso papel foi recondicionar a máquina de forma a cumprir o decreto de Lei 50/2005 (capítulo da segurança de máquinas). Para tal foi necessário adaptar uma protecção de segurança, TR7, em policarbonato incolor, uma botoneira de emergência com um botão de rearme e uma caixa eléctrica com seccionador de corte geral.

Para além da actividade na empresa Braga e Barbosa, sempre que foi necessário, estive envolvido na área de projecto da empresa *PAM, Lda*. Alguns dos projectos que cooperei foram: Dimensionamento de rolamentos para o cabeçote de um torno, projecto de uma máquina de dobrar chapa para a “*EFACEC*”, partindo de uma estrutura base, e modificando todo o restante mecanismo. Por fim, o projecto de uma “escada circular” de acesso às tampas de saneamento, de modo a facilitar o acesso por parte dos utilizadores ao subsolo. Devido, a estar a finalizar o projecto de estágio curricular e de neste momento ser eu o único envolvido, estes projectos têm decorrido lentamente.

Conclusões gerais

Tal como já foi referido por diversas vezes, o estágio na empresa Braga e Barbosa, teve para além do projecto de um novo modelo de furadora, uma componente de trabalho de “campo”. Desta forma, para além das conclusões retiradas acerca do projecto da furadora, parece-me relevante fazer uma conclusão e uma análise crítica do meu estágio na empresa.

Desde o início do estágio que me vi envolvido em actividades que para mim, foram uma novidade. Ao longo do estágio fui-me sentindo mais capaz de as elaborar. No início, apesar de a minha motivação e esforço terem sido uma constante, fui sentido algumas dificuldades, dificuldades essas que julgo ter ultrapassado rapidamente. A minha interacção com o trabalho da empresa foi melhorando progressivamente, tendo, na minha opinião, conseguido passado pouco tempo, conciliar as diversas actividades das quais era responsável.

Apesar de as últimas semanas terem sido dedicadas quase a tempo inteiro ao projecto, não foram postas de parte as restantes responsabilidades. Por estas razões e porque ao longo do estágio senti que cresci como profissional, que cumpri o que me pressupus fazer, posso afirmar que o meu balanço é claramente positivo, tanto a nível do meu crescimento como do meu contributo para a empresa.

Não foi possível alcançar alguns objectivos. A principal lacuna que senti que ficou por resolver, foi não se ter conseguido pôr em “marcha” a venda em série das máquinas de furar EFI. Houveram máquinas que foram vendidas durante o meu estágio, contudo existem alguns problemas referentes à qualidade das máquinas, que não foram resolvidos. Foi feita uma detecção de quais seriam os grandes problemas, e que passavam sempre pela qualidade das peças fabricadas, qualidade esta que se deve a meu ver, tanto ao desgaste das máquinas de fabricar peças, como por vezes, à má qualidade de maquinação das máquinas.

No meu ponto de vista o caminho a seguir, caso se pretenda ir para a frente com a comercialização em série das máquinas EFI, passa obrigatoriamente por um planeamento conciso de um projecto, em que é necessário a modernização de equipamento e a formação dos utilizadores, para que seja possível a sua interacção rápida com os novos equipamentos. É evidente que para isso, é necessário um investimento inicial, o qual nem sempre é possível (e que a crise que as empresas vivem não ajuda), mas que a meu ver é necessário e irá trazer frutos no futuro.

Bibliografia

- [1] Krar, S. (2003). *Machine tool technology basics* . New York: Industrial Press.
- [2] Koenigsberger, F. (1964). *Design principles of metal-cutting : Machine tools*. New York: MacMillan Company.
- [3] Rossi, M. (1978-1980). *Macchine utensili* . Milano: Hoepli.
- [4] Branco, C. M., Ferreira, J.M., da Costa, J.D. & Ribeiro, A.S. (2008). *Projecto de órgãos de Máquinas* . Lisboa: Calouste Gulbenkian.
- [5] GATES. (s.d.). Catálogos.
- [6] ABB MOTORS. (s.d.). IEC Low Voltage Induction Motors 400 V 50 Hz.
- [7] ABB MOTORS. (s.d.). <http://www05.abb.fi/MotorSearchOnline/>.
- [8] Niemann, G. (1971). *Elementos de máquinas (vol. 1,2,3)*. S. Paulo: Editora Edgard Blucher.
- [9] de Castro, P. T. *Apontamentos da cadeira de Orgãos de Máquinas 1 da FEUP*.
- [10] INA FAG. (s.d.). <http://medias.ina.de/medias/en!hp/>.
- [11] MaxPlus® Motors. (s.d.). Catálogo.
- [12] ELM. (s.d.). www.elm.it.
- [13] GOIZPER. (s.d.). Catálogo.
- [14] FRAMADA. (s.d.). Catalogo.
- [15] Engenharia, Qualidade e Segurança. (2009). *Segurança de Máquinas e Equipamentos de Trabalho*. V.N. de Gaia.
- [16] Gomes, Carlos Manuel Balboa Reis. *Apontamentos da cadeira de Estruturas 1 da FEUP*.
- [17] Lipson, C., Noll, G. C., & Clock, L. S. (1950). *Stress and Strength of Manufactured Parts*. New York: Hill Book Company.
- [18] Peterson, R. E. (1974). *Stress concentration factors: charts and relations useful in making and structural elements*. New York: John Wiley & Sons, cop.
- [19] Pilkey, W. D., & Peterson, R. E. (1997). *Stress concentration factors*. New York: John Wiley.
- [20] ROLISA. (s.d.). Catálogos.
- [21] BP. (s.d.). www.bp.com.

ANEXOS

Anexo A - Assistências, reparações, fabrico de peças

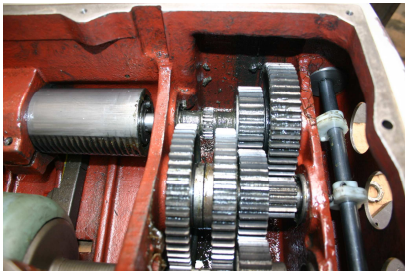


Figura 84 - Máquina FG do Cliente de Estarreja



Figura 83 - Veio de ligação ao motor reparado (estava partido) de uma Furadora FG



Figura 85 - Pedido de encomenda de uma árvore original para uma furadora FG e adaptação na manga.

Algumas das peças fabricadas



Figura 86- I - árvore de cames; II - árvore (cone morse 4); III - manga (cone morse 4); IV - manga (cone morse 3); V - veio árvore (FK); VI - veio árvore + árvore III (cone morse 2); VII - engate móvel; VIII - engate fixo; IX - roda Z61 (avanço mecânico); X - roda Z 46ROL

Modelo FG antes da reparação



Figura 89 - FG da câmara de Gaia

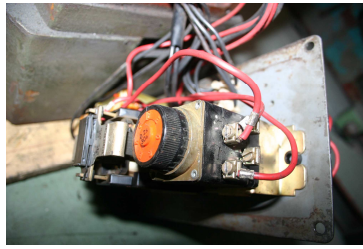


Figura 87 - Contactor+temporizador danificados, o que provocava um ruído excessivo. Foi substituído por um relé temporizado que fará o mesmo papel.



Figura 88 - Caixa do quadro eléctrico partida, introdução de uma caixa

Modelo FG depois da reparação

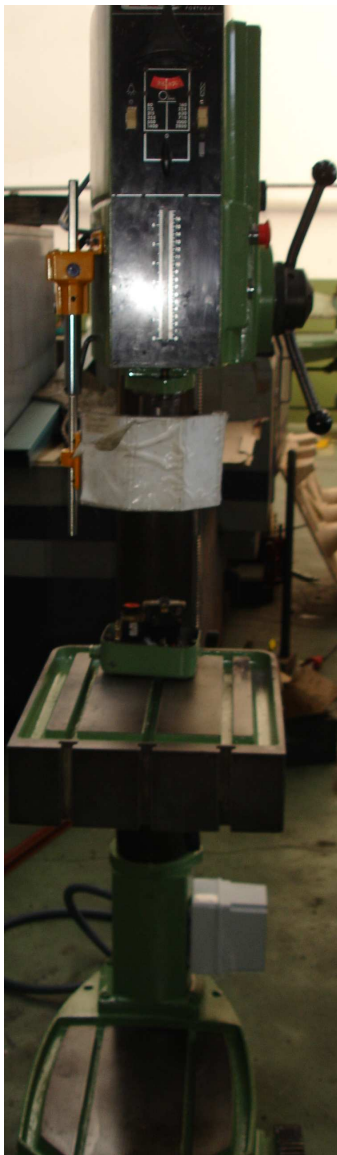


Figura 91 - Furadora FG da câmara de Gaia

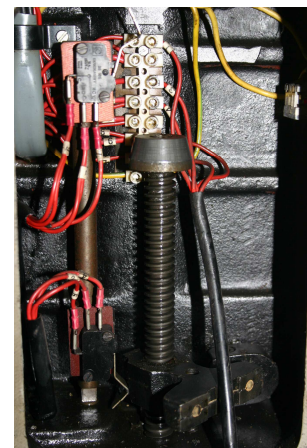


Figura 90 - Sistema de roscagem na Furadora FG

Máquinas utilizadas no fabrico da maioria das peças

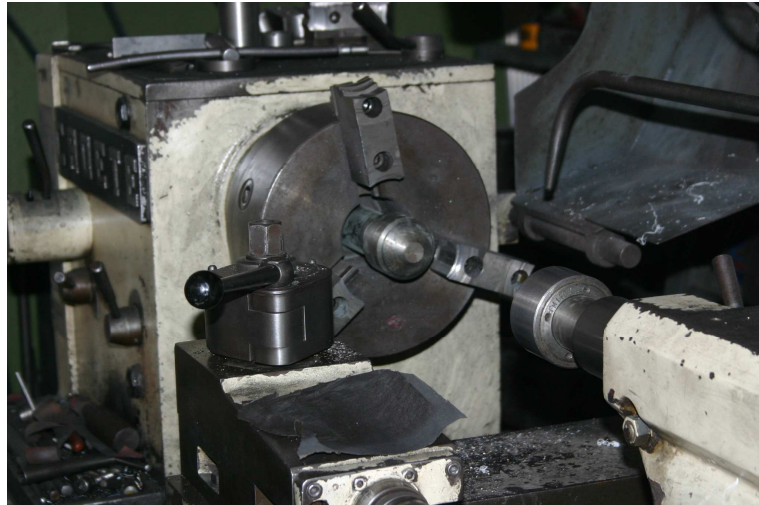


Figura 92 - Torno CADETE - tudo que são peças de revolução necessárias às máquinas EFI são fabricadas neste torno. Exemplos: rodas dentadas e rodas coroas (em aço, ferro fundido, bronze, Celeron), veios, árvores, engates, anilhas, intercalares, etc

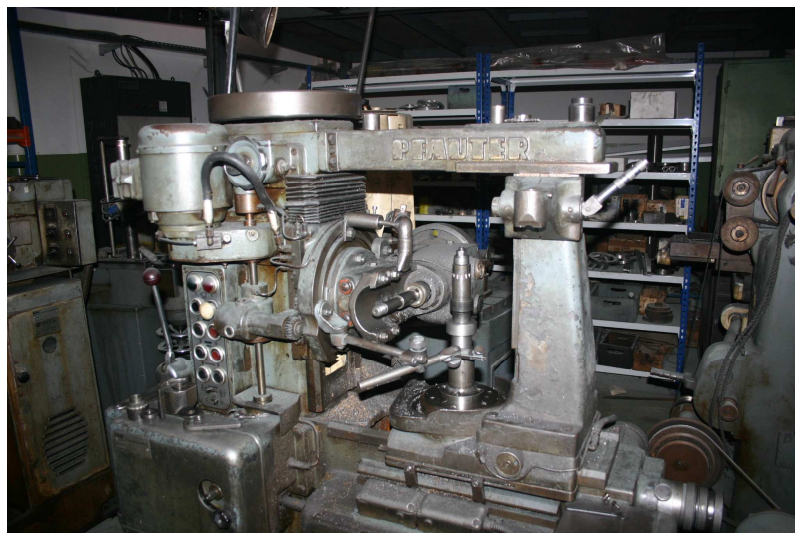


Figura 93 - Máquina de talhar dentes PFAUTER - tudo que são peças de dentadas necessárias às máquinas EFI são fabricadas nesta máquina. Exemplos: rodas dentadas (diversos módulos), rodas coroas, sem-fins e cremalheiras (em aço, ferro fundido, bronze, Celeron).

Modelos em comercialização

FA3

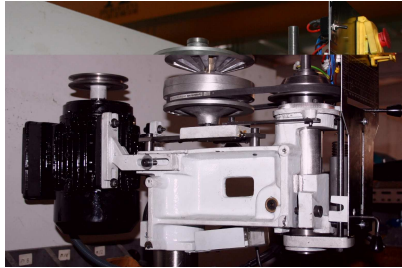


Figura 94 - Modelo em comercialização FA3

FK

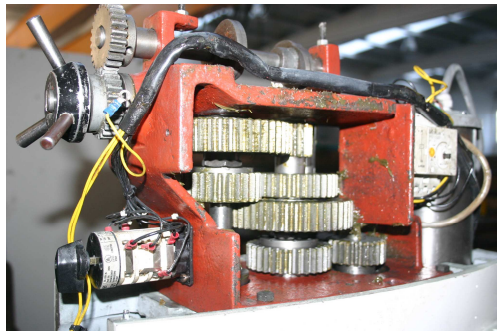


Figura 96 - Caixa de velocidades FK, com árvore de cames (2cames - 4 velocidades) e avanço manual.

FJ



Figura 98 - Caixa de velocidades FJ, com árvore de cames (3cames - 6 velocidades) e avanço mecânico.



Figura 95 - Modelo em comercialização FA3



Figura 97 - Modelo em comercialização FK.



Figura 99 - Modelo em comercialização FJ.

FJV

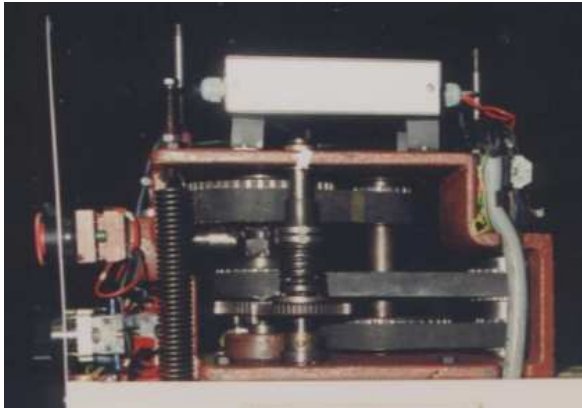


Figura 100 - Caixa de velocidades FJV (c/ avanço mecânico).



Figura 101 - Modelo em comercialização FJV.

Modelos descontinuados



Figura 103 - Modelo FB.



Figura 102 - Modelo FBR.



Figura 104 - Modelo FF.



Figura 105 - Modelo FJVR.

Anexo B - Capacidade de furação FKV

CUTTING SPEEDS AND FEEDS FOR DRILLING INTO SOLID MATERIAL WITH HIGH SPEED STEEL TOOLS*													
Workpiece Material	Cutting Speed ft/min†	Feed (in/rev)											
		Drill Diameter (in)											
		0.2	0.25	0.32	0.4	0.5	0.63	0.8	1.0	1.25	1.6	2.0	2.5
Cast Iron	90-60	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010	0.011	0.013	0.014	0.016	0.018	0.020	0.022
Carbon Steel up to 45 tons/in²	90-80	0.004	0.005	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010	0.011	0.013	0.014	0.016
Brass, Bronze	180-120	0.005	0.006	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010	0.011	0.013	0.014	0.016	0.018
Light Alloy	500-400	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010	0.011	0.013	0.014	0.016	0.018	0.020	0.022

* From DUBBEL, *Taschenbuch für den Maschinenbau*, 11th and 12th Editions, Springer 1956, 1961.
† Higher values for smaller, lower values for larger drill diameters.

Figura 106 - Velocidades de corte (feet/min) e velocidade de avanço (polegadas/rev), [2].

TABLE 16-2 RECOMMENDED DRILL FEEDS			
Drill Size		Feed Per Revolution	
Inch	Millimeter	Inch	Millimeter
1/8 or less	3 or less	.001 - .002	0.02 - 0.05
1/8 - 1/4	3 - 6	.002 - .004	0.05 - 0.10
1/4 - 1/2	6 - 12	.004 - .007	0.10 - 0.17
1/2 - 1	12 - 15	.007 - .015	0.17 - 0.37
1 - 1-1/2	25 - 38	.015 - .025	0.37 - 0.63

Figura 107 - Velocidades de avanço, [1].

Forças de corte

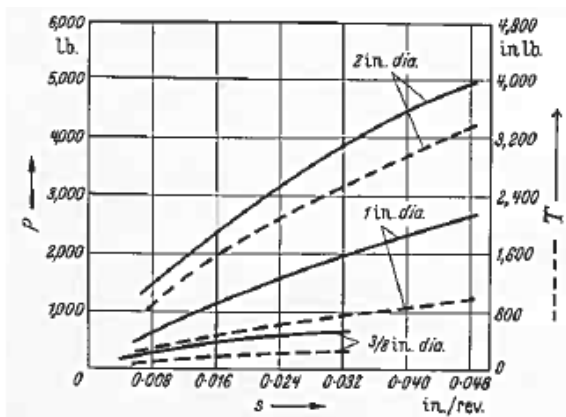


Figura 108 - Binário e força axial necessária para furar ferro fundido em função da velocidade de avanço e do diâmetro da broca, [2].

Ferramenta de corte - brocas

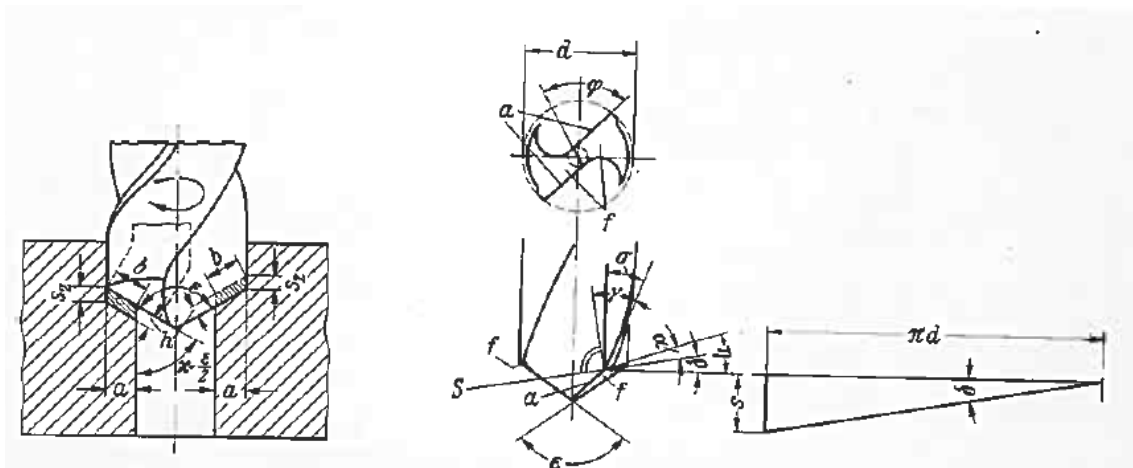


Figura 109 - Geometria da ferramenta de corte, [2].

Anexo C - Sistema de transmissão por correias dentadas

Comparação das características de um modelo de engrenagens (FK) com um modelo de correias dentadas (FKV)

Factor de escolha	Correias	Engrenagens
I - condições de serviço	As correias apresentam limites superiores de velocidade periférica (devido à força centrífuga). No que diz respeito aos valores de potencia e binário são muito mais limitadas que as transmissão por engrenagens	
Velocidade periférica	$V < 60 \text{ m/s}$	$V < 200 \text{ m/s}$
Velocidade angular	$< 30000 \text{ rpm}$	$< 100000 \text{ rpm}$
Potência	$< 300 \text{ kW}$	$< 18000 \text{ kW}$
II- Posição geométrica relativa dos veios	Veios paralelos e de preferência horizontais	Veios paralelos. Exigem elevada precisão da maquinagem dos cárteres
III- Condições ambientais	Apresentam manifesta superioridade no que respeita à resistência às condições ambientais (humidade e poeiras), não necessitando da criação de dispositivos de protecção. Quanto à temperatura, as correias são menos resistentes do que as engrenagens	Resistem mal às condições ambientais (humidade e poeiras, obrigando normalmente à criação de dispositivos de protecção. Necessitam de lubrificação.
IV - Compacidade e custo	Economicamente são mais favoráveis que as engrenagens. São mais compactas.	São bastante dispendiosas e compactas. Menores esforços nos veios devido ao facto de permitirem a utilização de maiores velocidades periféricas (menores dimensões de veios e apoios)
V- distância entre eixos	Podem ser utilizadas em aplicações com grandes entre eixos. Têm limitações quanto ao entre-eixo mínimo	Não são para grandes distâncias entre-eixos, em virtude de isso implicar rodas intermediárias, donde resulta um maior custo.

VI - Relação de transmissão	< 11	< 8 (excepc. < 20)
VII - Duração	Baixo tempo de vida (<40000h) devido à fadiga na raiz dos dentes. Possuem baixa capacidade de choque (contudo maior que as engrenagens)	Apresentam longa duração. São rígidas e consequentemente, não absorvem choques. No entanto, resistem bem a sobrecargas exteriores em virtude da elevada tenacidade dos materiais com que são construídas.
VIII- Precisão na transmissão de movimento	Boa precisão de transmissão devido à ausência de escorregamento. (contudo menor que as engrenagens)	A relação de transmissão é rigorosamente constante e independente da carga.
IX - Manutenção	Não necessitam de lubrificação.	Exigem manutenção cuidada
X – Ruído	As Correias têm um funcionamento silencioso, ao contrário do que acontece com as engrenagens	
XI- Fiabilidade	As correias são muito menos fiáveis que as engrenagens	
XII - Rendimento	Cerca de 98%	96% - 99%
XIII - Montagem	A montagem das engrenagens é mais difícil, obrigando a uma rigorosa afinação da folga entre rodas que a compõem. As tolerâncias de fabrico são mais apertadas (caso haja erros pudera acontecer interferência entre as rodas ou folgas. Em qualquer dos casos causara ruído excessivo e desgaste prematuro	

Sentido inverso de rotação do motor – Operação de roscar

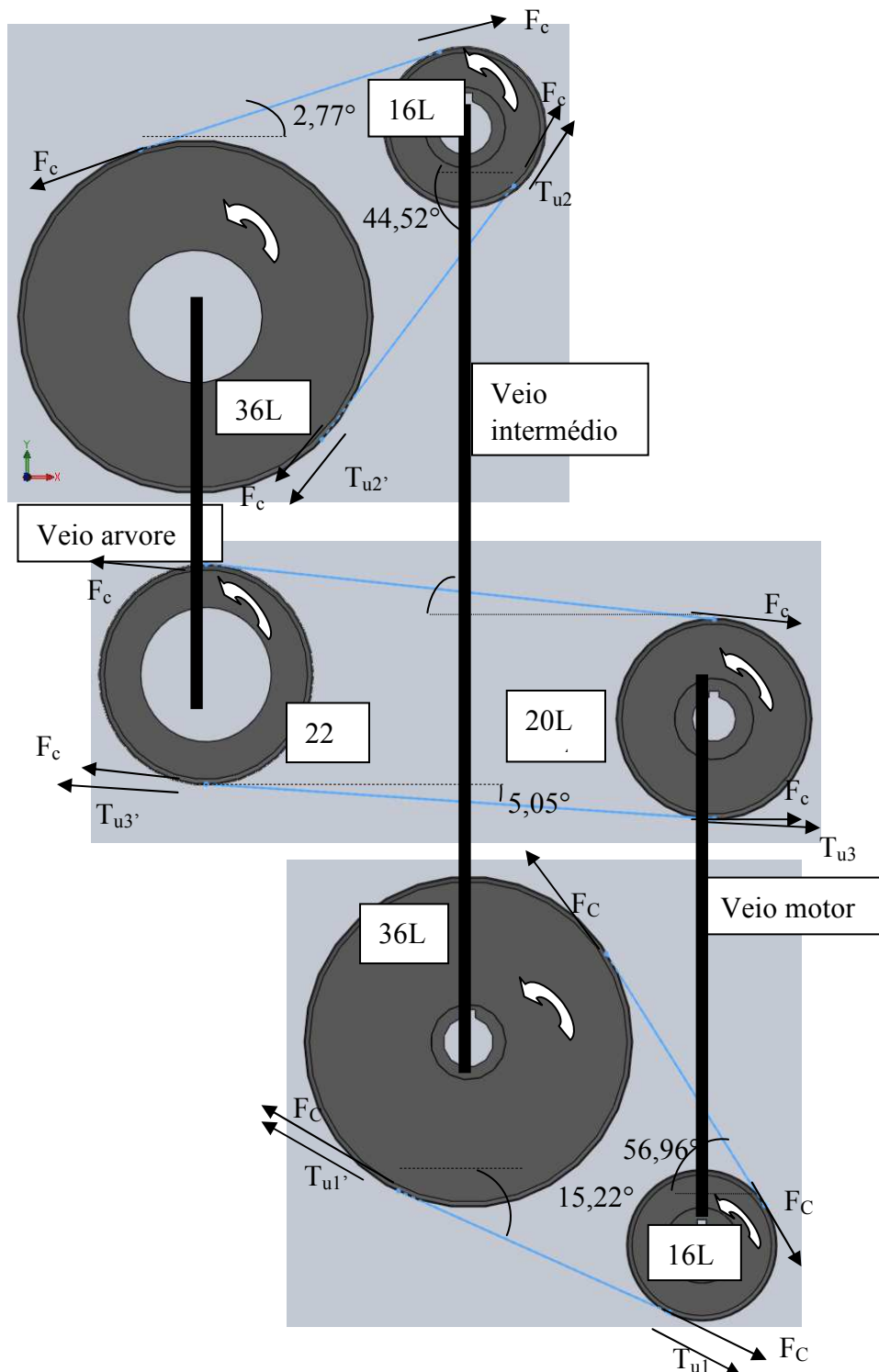


Figura 110 – Análise das forças que actuam sobre as correias na operação de roscar (sentido contrario ao ponteiro do relógio).

Correias dentadas L

3/8" Pitch Light (L) PowerGrip® Timing Stock Belt Lengths		
Part No.	Pitch Length (in)	No. of Teeth
195L	19.50	52

L		
Paso: 3/8" (9,525 mm)		
Descripción	Long. primitiva mm	Número de dientes
169-L	428,63	45

Figura 112 - Comprimento e número de dentes das correias – 169 (mm) e 195 (polegadas), [5].

L Pitch (.375") - Reference Dimensions

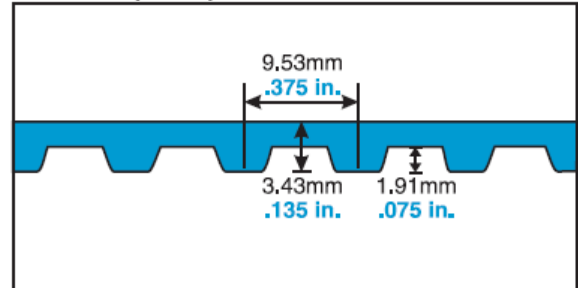
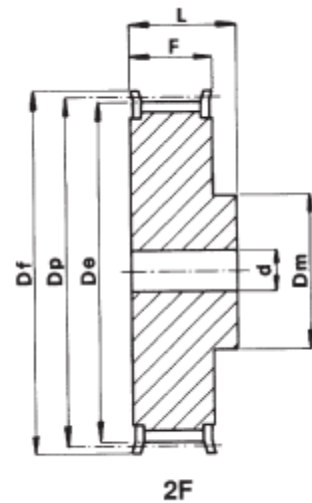
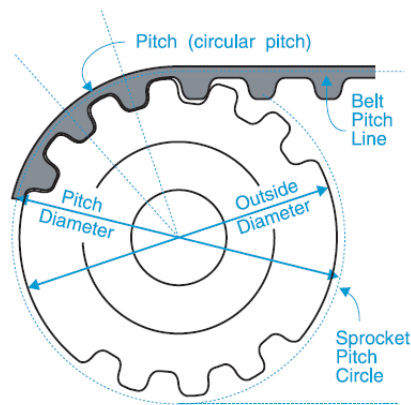


Figura 111 - Passo e espessura do dente das correias utilizadas (mm e polegadas), [5].

L Stock Belt Widths	
Belt Width Code	Belt Width (in)
075	0.750
100	1.000

Figura 113 - Largura das correias utilizadas (polegadas), [5].

Polias dentadas L



L 075 PASSO 3/8" (9,525 mm)

Material	Código	Tipo	Dentes	Dp	De	Df	Dm	F	L	d	Nº Flange	Kg
AÇO	20 L 075	2F	20	60,64	59,88	66	40	25,4	38	10	310	0,64
	22 L 075	2F	22	66,70	65,94	75	45	25,4	38	10	312	0,79

Material	Código	Tipo	Dentes	Dp	De	Df	Dm	F	L	d	Nº Flange	Kg
AÇO	16 L 100	2F	16	48,51	47,75	54	36	31,8	45	10	306	0,50
	36 L 100	2F	36	109,15	108,39	115	70	31,8	45	12	323	2,59

Figura 114 - Dimensões das polias utilizadas - 16L, 20L, 22L, 36L [20]

L, 0.375" Pitch Belts

Drive Selection Table

DriveN Speed			Sprocket Combinations				Speed Ratio	Center Distance, Inches																		
For motor speed of			DriveR		DriveN			124L PL 12.38 33 teeth	136L PL 13.50 36 teeth	150L PL 15.00 40 Teeth	154L PL 15.38 41 teeth	158L PL 15.75 42 Teeth	168L PL 16.50 44 Teeth	173L PL 17.25 46 teeth	178L PL 17.63 47 Teeth	188L PL 18.75 50 Teeth	198L PL 19.50 52 Teeth	198L PL 19.88 53 Teeth	203L PL 20.25 54 Teeth	210L PL 21.00 56 Teeth	218L PL 21.75 58 Teeth	228L PL 22.50 60 teeth	240L PL 24.00 64 Teeth	248L PL 24.75 66 Teeth	258L PL 25.50 68 teeth	263L PL 26.25 70 Teeth
1160 RPM	1750 RPM	3450 RPM	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches																				
1160	1750	3450	10	1.194	10	1.194	1.000	4.31	4.87	5.62	5.81	6.00	6.37	6.75	6.94	7.50	7.87	8.06	8.25	8.62	9.00	9.37	10.12	10.50	10.87	11.25
1160	1750	3450	12	1.432	12	1.432	1.000	3.94	4.50	5.25	5.44	5.63	6.00	6.38	6.57	7.13	7.50	7.69	7.88	8.25	8.63	9.00	9.75	10.13	10.50	10.88
1160	1750	3450	14	1.671	14	1.671	1.000	3.57	4.13	4.88	5.07	5.25	5.63	6.00	6.19	6.75	7.13	7.32	7.50	7.88	8.25	8.63	9.38	9.75	10.13	10.50
1160	1750	3450	16	1.910	16	1.910	1.000	3.19	3.75	4.50	4.69	4.87	5.25	5.62	5.81	6.37	6.75	6.94	7.12	7.50	7.87	8.25	9.00	9.37	9.75	10.12
1160	1750	3450	17	2.029	17	2.029	1.000	3.00	3.56	4.31	4.50	4.69	5.06	5.44	5.63	6.19	6.56	6.75	6.94	7.31	7.69	8.06	8.81	9.19	9.56	9.94
1160	1750	3450	18	2.149	18	2.149	1.000	2.81	3.37	4.12	4.31	4.50	4.87	5.25	5.44	6.00	6.37	6.56	6.75	7.12	7.50	7.87	8.62	9.00	9.37	9.75
1160	1750	3450	19	2.268	19	2.268	1.000	2.63	3.19	3.94	4.13	4.31	4.69	5.06	5.25	5.81	6.19	6.38	6.56	6.94	7.31	7.69	8.44	8.81	9.19	9.56
1160	1750	3450	20	2.387	20	2.387	1.000		3.00	3.75	3.94	4.13	4.50	4.88	5.07	5.63	6.00	6.19	6.38	6.75	7.13	7.50	8.25	8.63	9.00	9.38
1160	1750	3450	21	2.507	21	2.507	1.000			3.56	3.75	3.94	4.31	4.69	4.88	5.44	5.81	6.00	6.19	6.56	6.94	7.31	8.06	8.44	8.81	9.19
1160	1750	3450	22	2.626	22	2.626	1.000			3.38	3.57	3.75	4.13	4.50	4.69	5.25	5.63	5.82	6.00	6.38	6.75	7.13	7.88	8.25	8.63	9.00
1160	1750	3450	24	2.865	24	2.865	1.000					3.37	3.75	4.12	4.31	4.87	5.25	5.44	5.62	6.00	6.37	6.75	7.50	7.87	8.25	8.62
1160	1750	3450	26	3.104	26	3.104	1.000							3.75	3.94	4.50	4.87	5.06	5.25	5.62	6.00	6.37	7.12	7.50	7.87	8.25
1160	1750	3450	28	3.342	28	3.342	1.000									4.13	4.50	4.69	4.88	5.25	5.63	6.00	6.75	7.13	7.50	7.88
1160	1750	3450	30	3.581	30	3.581	1.000										4.12	4.31	4.50	4.87	5.25	5.62	6.37	6.75	7.12	7.50
1160	1750	3450	32	3.820	32	3.820	1.000												4.50	4.87	5.25	5.62	6.00	6.37	6.75	7.12
1160	1750	3450	36	4.297	36	4.297	1.000															5.25	5.63	6.00	6.38	
1160	1750	3450	40	4.775	40	4.775	1.000																	5.25	5.62	
1160	1750	3450	44	5.252	44	5.252	1.000																			
1160	1750	3450	48	5.730	48	5.730	1.000																			
1107	1670	3292	21	2.507	22	2.626	1.048			3.47	3.66	3.84	4.22	4.59	4.78	5.34	5.72	5.91	6.09	6.47	6.84	7.22	7.97	8.34	8.72	9.09
1105	1667	3286	20	2.387	21	2.507	1.050		2.91	3.66	3.85	4.03	4.41	4.78	4.97	5.53	5.91	6.10	6.28	6.66	7.03	7.41	8.16	8.53	8.91	9.28
1102	1662	3276	19	2.268	20	2.387	1.053		3.09	3.84	4.03	4.22	4.59	4.97	5.16	5.72	6.09	6.28	6.47	6.84	7.22	7.59	8.34	8.72	9.09	9.47
1098	1657	3267	18	2.149	19	2.268	1.056	2.72	3.28	4.03	4.22	4.41	4.78	5.16	5.35	5.91	6.28	6.47	6.66	7.03	7.41	7.78	8.53	8.91	9.28	9.66
1095	1653	3258	17	2.029	18	2.149	1.059	2.91	3.47	4.22	4.41	4.59	4.97	5.34	5.53	6.09	6.47	6.66	6.84	7.22	7.59	7.97	8.72	9.09	9.47	9.84
1091	1646	3246	16	1.910	17	2.029	1.063	3.10	3.66	4.41	4.60	4.78	5.16	5.53	5.72	6.28	6.66	6.85	7.03	7.41	7.78	8.16	8.91	9.28	9.66	10.03
1087	1640	3233	30	3.581	32	3.820	1.067											4.13	4.31	4.69	5.06	5.44	6.19	6.56	6.94	7.31
1083	1634	3221	28	3.342	30	3.581	1.071									3.94	4.31	4.50	4.69	5.06	5.44	5.81	6.56	6.94	7.31	7.69
1077	1625	3203	26	3.104	28	3.342	1.077							3.56	3.75	4.31	4.69	4.88	5.06	5.44	5.81	6.19	6.94	7.31	7.69	8.06
1071	1616	3186	24	2.865	26	3.104	1.083						3.56	3.94	4.13	4.69	5.06	5.25	5.44	5.81	6.19	6.56	7.31	7.69	8.06	8.44
1063	1604	3162	22	2.626	24	2.865	1.091			3.19	3.38	3.56	3.94	4.31	4.50	5.06	5.44	5.63	5.81	6.19	6.56	6.94	7.69	8.06	8.44	8.81
1063	1604	3162	44	5.252	48	5.730	1.091																			
1055	1591	3136	20	2.387	22	2.626	1.100			3.56	3.75	3.94	4.31	4.69	4.88	5.44	5.81	6.00	6.19	6.56	6.94	7.31	8.06	8.44	8.81	9.19
1055	1591	3136	40	4.775	44	5.252	1.100																			
1050	1584	3122	19	2.268	21	2.507	1.105		3.00	3.75	3.94	4.12	4.50	4.87	5.06	5.62	6.00	6.19	6.37	6.75	7.12	7.50	8.25	8.62	9.00	9.37
1044	1575	3105	18	2.149	20	2.387	1.111	2.62	3.19	3.94	4.13	4.31	4.69	5.06	5.25	5.81	6.19	6.38	6.56	6.94	7.31	7.69	8.44	8.81	9.19	9.56
1044	1575	3105	36	4.297	40	4.775	1.111																	5.24	5.62	6.00
1038	1565	3086	17	2.029	19	2.268	1.118	2.81	3.37	4.12	4.31	4.50	4.87	5.25	5.44	6.00	6.37	6.56	6.75	7.12	7.50	7.87	8.62	9.00	9.37	9.75
1031	1556	3067	16	1.910	18	2.149	1.125	3.00	3.56	4.31	4.50	4.69	5.06	5.44	5.63	6.19	6.56	6.75	6.94	7.31	7.69	8.06	8.81	9.19	9.56	9.94
1031	1556	3067	32	3.820	36	4.297	1.125														4.49	4.87	5.62	6.00	6.37	6.75
1015	1531	3018	14	1.671	16	1.910	1.143	3.38	3.94	4.69	4.88	5.06	5.44	5.81	6.00	6.56	6.94	7.13	7.31	7.69	8.06	8.44	9.19	9.56	9.94	10.31

Teeth in Mesh Factor:

1.0

0.8

0.6

Factor número de dentes em contacto

Figura 115 - Entre-eixos possíveis conjugando a relação de transmissão, o n° dentes da polia menor e as correias existentes (comprimento) - gama alta [5]

L, 0.375" Pitch Belts											Drive Selection Table																	
DriveN Speed			Sprocket Combinations				Speed Ratio	Center Distance, Inches																				
For motor speed of			DriveR		DriveN			124L PL 12.38 33 Teeth	135L PL 13.50 36 Teeth	150L PL 15.00 40 Teeth	154L PL 15.38 41 Teeth	158L PL 15.75 42 Teeth	165L PL 16.50 44 Teeth	173L PL 17.25 46 Teeth	176L PL 17.63 47 Teeth	188L PL 18.75 50 Teeth	195L PL 19.50 52 Teeth	199L PL 19.88 53 Teeth	203L PL 20.25 54 Teeth	210L PL 21.00 56 Teeth	218L PL 21.75 58 Teeth	225L PL 22.50 60 Teeth	240L PL 24.00 64 Teeth	248L PL 24.75 66 Teeth	255L PL 25.50 68 Teeth	263L PL 26.25 70 Teeth		
1160 RPM	1750 RPM	3450 RPM	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches																						
522	788	1553	18	2.149	40	4.775	2.222																					
516	778	1533	16	1.910	36	4.297	2.250							3.55	3.75	4.33	4.72	4.92	5.11	5.49	5.88	6.26	7.02	7.40	7.78	8.16		
516	778	1533	32	3.820	72	8.594	2.250																					
507	766	1509	14	1.671	32	3.820	2.286				3.19	3.39	3.78	4.17	4.37	4.95	5.33	5.52	5.71	6.09	6.47	6.85	7.61	7.99	8.37	8.75		
507	766	1509	21	2.507	48	5.730	2.286															4.49	5.28	5.68	6.07	6.45		
503	758	1495	26	3.104	60	7.162	2.308																					
501	756	1490	19	2.268	44	5.252	2.316													4.33	4.73	5.13	5.90	6.29	6.68	7.06		
497	750	1479	12	1.432	28	3.342	2.333																					
497	750	1479	36	4.297	84	10.027	2.333																					
493	744	1466	17	2.029	40	4.775	2.353									3.78	4.18	4.38	4.57	4.97	5.35	5.74	6.51	6.89	7.28	7.66		
483	729	1438	10	1.194	24	2.865	2.400	2.88	3.46	4.23	4.42	4.61	4.99	5.37	5.56	6.13	6.51	6.70	6.89	7.26	7.64	8.02	8.77	9.15	9.53	9.90		
483	729	1438	20	2.387	48	5.730	2.400															4.57	5.36	5.76	6.15	6.53		
483	729	1438	30	3.581	72	8.594	2.400																					
483	729	1438	40	4.775	96	11.459	2.400																					
475	716	1412	18	2.149	44	5.252	2.444														4.41	4.81	5.20	5.99	6.37	6.76	7.14	
464	700	1380	12	1.432	30	3.581	2.500				3.39	3.59	3.78	4.17	4.56	4.76	5.33	5.71	5.90	6.09	6.47	6.85	7.23	7.99	8.37	8.75	9.12	
464	700	1380	16	1.910	40	4.775	2.500										3.86	4.26	4.46	4.65	5.04	5.43	5.82	6.59	6.98	7.36	7.74	
464	700	1380	24	2.865	60	7.162	2.500																					
464	700	1380	48	5.730	120	14.324	2.500																					
459	693	1366	19	2.268	48	5.730	2.526																4.64	5.44	5.83	6.23	6.62	
451	681	1342	14	1.671	36	4.297	2.571							3.70	3.90	4.49	4.89	5.08	5.27	5.66	6.04	6.43	7.19	7.57	7.95	8.33		
451	681	1342	28	3.342	72	8.594	2.571																					
448	676	1333	17	2.029	44	5.252	2.588													4.08	4.49	4.89	5.28	6.07	6.45	6.84	7.23	
446	673	1327	10	1.194	26	3.104	2.600	2.64	3.23	4.01	4.21	4.40	4.78	5.16	5.35	5.92	6.30	6.49	6.68	7.06	7.44	7.82	8.57	8.95	9.33	9.70		
442	667	1314	32	3.820	84	10.027	2.625																					
435	656	1294	12	1.432	32	3.820	2.667				3.15	3.35	3.55	3.94	4.33	4.53	5.11	5.49	5.69	5.88	6.26	6.64	7.02	7.78	8.16	8.54	8.92	
435	656	1294	18	2.149	48	5.730	2.667															4.31	4.72	5.52	5.91	6.31	6.70	
435	656	1294	36	4.297	96	11.459	2.667																					
425	642	1265	22	2.626	60	7.162	2.727																					
425	642	1265	44	5.252	120	14.324	2.727																					
422	636	1255	16	1.910	44	5.252	2.750												3.96	4.16	4.57	4.97	5.36	6.15	6.54	6.92	7.31	
419	632	1246	26	3.104	72	8.594	2.769																					
414	625	1232	10	1.194	28	3.342	2.800			2.99	3.78	3.98	4.17	4.56	4.95	5.14	5.71	6.09	6.29	6.47	6.85	7.23	7.61	8.37	8.75	9.12	9.50	
414	625	1232	30	3.581	84	10.027	2.800																					
411	620	1222	17	2.029	48	5.730	2.824																					
406	613	1208	14	1.671	40	4.775	2.857										4.01	4.41	4.61	4.81	5.20	5.60	5.98	6.76	7.14	7.53	7.91	
406	613	1208	21	2.507	60	7.162	2.857																					
387	583	1150	10	1.194	30	3.581	3.000			2.73	3.55	3.75	3.94	4.33	4.72	4.92	5.49	5.88	6.07	6.26	6.64	7.02	7.40	8.16	8.54	8.92	9.30	
387	583	1150	12	1.432	36	4.297	3.000							3.45	3.86	4.06	4.65	5.05	5.24	5.44	5.82	6.21	6.59	7.36	7.74	8.12	8.50	
387	583	1150	16	1.910	48	5.730	3.000															4.46	4.87	5.68	6.07	6.47	6.86	

Teeth in Mesh Factor:

1.0

0.8

0.6

Factor número de dentes em contacto

Figura 116 - Entre-eixos possíveis conjugando a relação de transmissão, o nº dentes da polia menor e as correias existentes (comprimento) - gama baixa [5]

L (0.375 Inch Pitch) PowerGrip® Power Rating Table – 0.75 Inch Belt Width

RPM of Faster Shaft	Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)																	
	10L 1.194	12L 1.432	14L 1.671	16L 1.910	18L 2.149	19L 2.268	20L 2.387	21L 2.507	22L 2.626	24L 2.865	26L 3.104	28L 3.342	30L 3.581	32L 3.820	36L 4.297	40L 4.775	44L 5.252	48L 5.730
725	0.27	0.33	0.38	0.43	0.49	0.52	0.54	0.57	0.60	0.65	0.70	0.76	0.81	0.86	0.97	1.08	1.18	1.29
870	0.33	0.39	0.46	0.52	0.59	0.62	0.65	0.68	0.71	0.78	0.84	0.91	0.97	1.04	1.16	1.29	1.41	1.54
950	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64	0.67	0.71	0.74	0.78	0.85	0.92	0.99	1.06	1.13	1.27	1.40	1.54	1.67
1160	0.43	0.52	0.61	0.69	0.78	0.82	0.86	0.91	0.95	1.04	1.12	1.20	1.29	1.37	1.54	1.70	1.86	2.02
1425	0.53	0.64	0.74	0.85	0.95	1.01	1.06	1.11	1.16	1.27	1.37	1.47	1.57	1.67	1.87	2.07	2.26	2.45
1750	0.65	0.78	0.91	1.04	1.17	1.23	1.30	1.36	1.42	1.55	1.67	1.79	1.91	2.03	2.27	2.50	2.72	2.93
2850		1.27	1.47	1.67	1.87	1.97	2.07	2.16	2.26	2.45	2.63	2.80	2.97	3.14	3.45	3.73	3.97	4.18
3450			1.77	2.01	2.24	2.35	2.46	2.57	2.68	2.89	3.10	3.29	3.47	3.64	3.95	4.20	4.40	4.53
100	0.037	0.045	0.052	0.060	0.067	0.071	0.075	0.079	0.082	0.090	0.097	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18
200	0.075	0.090	0.10	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.16	0.18	0.19	0.21	0.22	0.24	0.27	0.30	0.33	0.36
300	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20	0.21	0.22	0.24	0.25	0.27	0.29	0.31	0.34	0.36	0.40	0.45	0.49	0.54
400	0.15	0.18	0.21	0.24	0.27	0.28	0.30	0.31	0.33	0.36	0.39	0.42	0.45	0.48	0.54	0.60	0.66	0.72
500	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34	0.36	0.37	0.39	0.41	0.45	0.49	0.52	0.56	0.60	0.67	0.75	0.82	0.89
600	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40	0.43	0.45	0.47	0.49	0.54	0.58	0.63	0.67	0.72	0.81	0.89	0.98	1.07
700	0.26	0.31	0.37	0.42	0.47	0.50	0.52	0.55	0.58	0.63	0.68	0.73	0.78	0.84	0.94	1.04	1.14	1.25
800	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54	0.57	0.60	0.63	0.66	0.72	0.78	0.84	0.89	0.95	1.07	1.19	1.30	1.42
900	0.34	0.40	0.47	0.54	0.61	0.64	0.67	0.71	0.74	0.81	0.87	0.94	1.00	1.07	1.20	1.33	1.46	1.59
1000	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67	0.71	0.75	0.78	0.82	0.89	0.97	1.04	1.11	1.19	1.33	1.48	1.62	1.76
1100	0.41	0.49	0.58	0.66	0.74	0.78	0.82	0.86	0.90	0.98	1.06	1.14	1.22	1.30	1.46	1.62	1.77	1.92
1200	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81	0.85	0.89	0.94	0.98	1.07	1.16	1.25	1.33	1.42	1.59	1.76	1.92	2.09
1300	0.49	0.58	0.68	0.78	0.87	0.92	0.97	1.02	1.06	1.16	1.25	1.35	1.44	1.53	1.72	1.90	2.07	2.25
1400	0.52	0.63	0.73	0.84	0.94	0.99	1.04	1.09	1.14	1.25	1.35	1.45	1.55	1.65	1.84	2.03	2.22	2.41
1500	0.56	0.67	0.78	0.89	1.00	1.06	1.11	1.17	1.22	1.33	1.44	1.55	1.65	1.76	1.97	2.17	2.37	2.56
1600	0.60	0.72	0.84	0.95	1.07	1.13	1.19	1.25	1.30	1.42	1.53	1.65	1.76	1.87	2.09	2.30	2.51	2.71
1700	0.64	0.76	0.89	1.01	1.14	1.20	1.26	1.32	1.38	1.50	1.62	1.74	1.86	1.98	2.21	2.43	2.65	2.86
1800		0.81	0.94	1.07	1.20	1.27	1.33	1.40	1.46	1.59	1.72	1.84	1.97	2.09	2.33	2.56	2.78	3.00
1900		0.85	0.99	1.13	1.27	1.34	1.40	1.47	1.54	1.67	1.81	1.94	2.07	2.20	2.45	2.69	2.92	3.14
2000		0.89	1.04	1.19	1.33	1.40	1.48	1.55	1.62	1.76	1.90	2.03	2.17	2.30	2.56	2.81	3.05	3.27

Figura 117 - Potência máxima admissível em função da velocidade de rotação do veio mais rápido e da dimensão (diâmetro e largura) da polia escolhida – gama alta [5]

L (0.375 Inch Pitch) PowerGrip® Power Rating Table — 1.00 Inch Belt Width																		
RPM of Faster Shaft	Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)																	
	10L 1.194	12L 1.432	14L 1.671	16L 1.910	18L 2.149	19L 2.268	20L 2.387	21L 2.507	22L 2.626	24L 2.865	26L 3.104	28L 3.342	30L 3.581	32L 3.820	36L 4.297	40L 4.775	44L 5.252	48L 5.730
100	0.052	0.062	0.073	0.083	0.094	0.099	0.10	0.11	0.11	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17	0.19	0.21	0.23	1.79
200	0.10	0.12	0.15	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.25	0.27	0.29	0.31	0.33	0.37	0.42	0.46	2.14
300	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.30	0.31	0.33	0.34	0.37	0.41	0.44	0.47	0.50	0.56	0.62	0.69	2.32
400	0.21	0.25	0.29	0.33	0.37	0.40	0.42	0.44	0.46	0.50	0.54	0.58	0.62	0.67	0.75	0.83	0.91	2.81
500	0.26	0.31	0.36	0.42	0.47	0.49	0.52	0.55	0.57	0.62	0.68	0.73	0.78	0.83	0.93	1.04	1.14	3.40
600	0.31	0.37	0.44	0.50	0.56	0.59	0.62	0.65	0.69	0.75	0.81	0.87	0.93	1.00	1.12	1.24	1.36	4.07
700	0.36	0.44	0.51	0.58	0.65	0.69	0.73	0.76	0.80	0.87	0.94	1.02	1.09	1.16	1.30	1.45	1.59	5.81
800	0.42	0.50	0.58	0.67	0.75	0.79	0.83	0.87	0.91	1.00	1.08	1.16	1.24	1.32	1.49	1.65	1.81	1.97
900	0.47	0.56	0.65	0.75	0.84	0.89	0.93	0.98	1.03	1.12	1.21	1.30	1.40	1.49	1.67	1.85	2.03	2.21
1000	0.52	0.62	0.73	0.83	0.93	0.99	1.04	1.09	1.14	1.24	1.34	1.45	1.55	1.65	1.85	2.05	2.25	2.44
1100	0.57	0.69	0.80	0.91	1.03	1.08	1.14	1.20	1.25	1.36	1.48	1.59	1.70	1.81	2.03	2.25	2.46	2.67
1200	0.62	0.75	0.87	1.00	1.12	1.18	1.24	1.30	1.36	1.49	1.61	1.73	1.85	1.97	2.21	2.44	2.67	2.90
1300	0.68	0.81	0.94	1.08	1.21	1.28	1.34	1.41	1.48	1.61	1.74	1.87	2.00	2.13	2.38	2.63	2.88	3.12
1400	0.73	0.87	1.02	1.16	1.30	1.37	1.45	1.52	1.59	1.73	1.87	2.01	2.15	2.29	2.56	2.82	3.09	3.34
1500	0.78	0.93	1.09	1.24	1.40	1.47	1.55	1.62	1.70	1.85	2.00	2.15	2.30	2.44	2.73	3.01	3.29	3.56
1600	0.83	1.00	1.16	1.32	1.49	1.57	1.65	1.73	1.81	1.97	2.13	2.29	2.44	2.60	2.90	3.20	3.49	3.77
1700	0.88	1.06	1.23	1.41	1.58	1.66	1.75	1.83	1.92	2.09	2.26	2.42	2.59	2.75	3.07	3.38	3.68	3.97
1800		1.12	1.30	1.49	1.67	1.76	1.85	1.94	2.03	2.21	2.38	2.56	2.73	2.90	3.23	3.56	3.87	4.17
1900		1.18	1.37	1.57	1.76	1.85	1.95	2.04	2.14	2.32	2.51	2.69	2.87	3.05	3.40	3.73	4.05	4.36
2000		1.24	1.45	1.65	1.85	1.95	2.05	2.15	2.25	2.44	2.63	2.82	3.01	3.20	3.56	3.90	4.23	4.54

Figura 118 - Potência máxima admissível em função da velocidade de rotação do veio mais rápido e da dimensão (diâmetro e largura) da polia escolhida – gama baixa [5]

Tolerâncias recomendadas para as correias e polias

Nos catálogos dos fabricantes de polias e correias aparece as seguintes tolerâncias em relação às dimensões das polias normalizadas, [5]:

Sprocket Outside Diameter and Pitch

Outside Diameter Range (in)	Outside Diameter Tolerance (in)	Pitch To Pitch Tolerance (in)	
		Adjacent Grooves	Accumulative Over 90 Degrees
Over 2.000 to and including 4.000	+ 0.004 - 0.000	± 0.001	± 0.0045
Over 4.000 to and including 7.000	+ 0.005 - 0.000	± 0.001	± 0.005

Figura 119 - Diâmetro exterior e dente a dente em função do diâmetro exterior, [5]

Sprocket Runout Radial Runout*

Outside Diameter		Total Eccentricity Total Indicator Reading	
(in)	(mm)	(in)	(mm)
Up to 2	50	0.0025	0.06
Over 2 to 4	50 100	0.003	0.08
Over 4 to 8	100 200	0.004	0.10

Figura 120 - Excentricidade máxima da polia em função do diâmetro exterior, [5]

Axial Runout*

For outside diameters 1.0 inches and under0.001 inches

For each additional inch of outside diameter up through

10.0 inches, add0.001 inches

For each additional inch of outside diameter

Figura 121 - Desvio axial em função do diâmetro exterior, [5]

Nos catálogos dos fabricantes de polias e correias aparece as seguintes tolerâncias em relação às dimensões das correias normalizadas, [5]:

Stock Belt Width Tolerances			
Belt Width Tolerances			
Belt Width		Belt Lengths	
(mm)	(in)	(mm)	(in)
		0 to 838	
		0 to 33	
over 11.1	to 38.1	.8	.8
0.438	1.500	+ 0.032	- 0.032

Figura 122 - Largura das correias em função do comprimento destas

Stock Belt Center Distance Tolerances			
Belt Length		Center Distance Tolerance	
(mm)	(in)	(mm)	(in)
over 127	to 254	± 0.20	
5	10	± .008	

Figura 123 - Distancia entre-eixos em função do comprimento da correia

Dada a necessidade de por vezes se ter de maquinar as polias normalizadas - caso se queira um furo maior do que o original, ou a necessidade de se abrir um escatel na polia - é necessário cumprir certas tolerâncias geométricas que serão essenciais para o correcto funcionamento da máquina de furar. É aconselhável consultar um catálogo do fabricante sempre que se pretenda maquinar correias / polias, [5].

Clearance Fits			
Class 1 - Smooth Load			
Nominal Bore Range Over - To (Incl.)	Shaft Tol. (minus)	Bore Tol. (Plus)	Fit Tol. (Plus)
0.4375 - 0.5626	0.0005	0.0010	0.0015
0.5625 - 0.8750	0.0005	0.0010	0.0015
0.8750 - 1.2500	0.0005	0.0010	0.0015
1.2500 - 1.3750	0.0005	0.0010	0.0015
1.3750 - 1.500	0.0005	0.0010	0.0015

Figura 124 - Tolerância geométrica do diâmetro dos furos nas polias em função do diâmetro nominal do veio, [5].

Sprocket and Bushing Keyseat

Shaft Diameter (in)	Width, w_k † (in)	Depth, h_k (in) + 0.015 0.000
Up through 7/16 (0.44)	3/32 (0.0938)	3/64 (0.047)
Over 7/16 (0.44) to and incl. 9/16 (0.56)	1/8 (0.125)	1/16 (0.062)
Over 9/16 (0.56) to and incl. 7/8 (0.88)	3/16 (0.1875)	3/32 (0.094)
Over 7/8 (0.88) to and incl. 1 1/4 (1.25)	1/4 (0.250)	1/8 (0.125)
Over 1 1/4 (1.25) to and incl. 1 3/8 (1.38)	5/16 (0.3125)	5/32 (0.156)

†Tolerance on width, w_k

For width up through 1/2 (0.500)+ 0.002, 0.000 inches

For width over 1/2 (0.500) up through 1 (1.000)+ 0.003, 0.000 inches

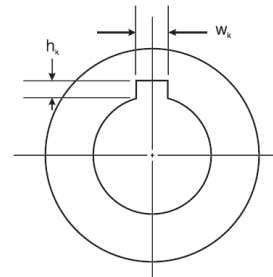


Figura 125 - Tolerância geométrica do escatel a abrir nas polias, [5]

Basic PowerGrip® Service Factors

DriveN Machine	DriveR					
	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase, Inverter Controlled			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring		
	DC Motors: Shunt Wound Stepper Motors			DC Motors: Series Wound, Compound Wound Servo Motors		
	Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion			Engines: Single Cylinder Internal Combustion Line Shafts Clutches		
	Intermittent Service (Up to 8 hours Daily or Seasonal)	Normal Service (8 - 16 hours Daily)	Continuous Service (16 - 24 hours Daily)	Intermittent Service (Up to 8 hours Daily or Seasonal)	Normal Service (8 - 16 hours Daily)	Continuous Service (16 - 24 hours Daily)
Display, Dispensing Equipment Instrumentation Measuring Equipment Medical Equipment Office, Projection Equipment	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Appliances, Sweepers, Sewing Machines Screens, Oven Screens, Drum, Conical Woodworking Equipment (Light): Band Saws, Drills, Lathes	1.1	1.3	1.5	1.3	1.5	1.7
Agitators for Liquids Conveyors: Belt, Light Package Drill Press, Lathes, Saws Laundry Machinery Wood Working Equipment (Heavy): Circular Saws, Jointers, Planers	1.2	1.4	1.6	1.6	1.8	2.0
Agitators for Semi-Liquids Compressor: Centrifugal Conveyor Belt: Ore, Coal, Sand Dough Mixers Line Shafts Machine Tools: Grinder, Shaper, Boring Mill, Milling Machines Paper Machinery (except Pulpers): Presses, Punches, Shears Printing Machinery Pumps: Centrifugal, Gear Screens: Revolving, Vibratory	1.3	1.5	1.7	1.6	1.8	2.0
Brick Machinery (except Pug Mills) Conveyor: Apron, Pan, Bucket, Elevator Extractors, Washers Fans, Centrifugal Blowers Generators & Exciters Hoists Rubber Calender, Mills, Extruders	1.4	1.6	1.8	1.8	2.0	2.2
Centrifuges Screw Conveyors Hammer Mills Paper Pulpers Textile Machinery	1.5	1.7	1.9	1.9	2.1	2.3
Blowers: Positive Displacement, Mine Fans Pulverizers	1.6	1.8	2.0	2.0	2.2	2.4
Compressors: Reciprocating Crushers: Gyratory, Jaw, Roll Mills: Ball, Rod, Pebble, etc. Pumps: Reciprocating Saw Mill Equipment	1.7	1.9	2.1	2.1	2.3	2.5

Additional Service Factors

Speedup Drives

For speedup drives, add to the basic service factor the additional factor given below.

Speedup Ratio Range	Additional Factor	Speedup Ratio Range	Additional Factor
1 to 1.24	none	2.50 to 3.49	.30
1.25 to 1.74	.10	3.50 & over	.40
1.75 to 2.49	.20		

Figura 126 - Fatores de serviço para o determinar a potência de cálculo P, [5].

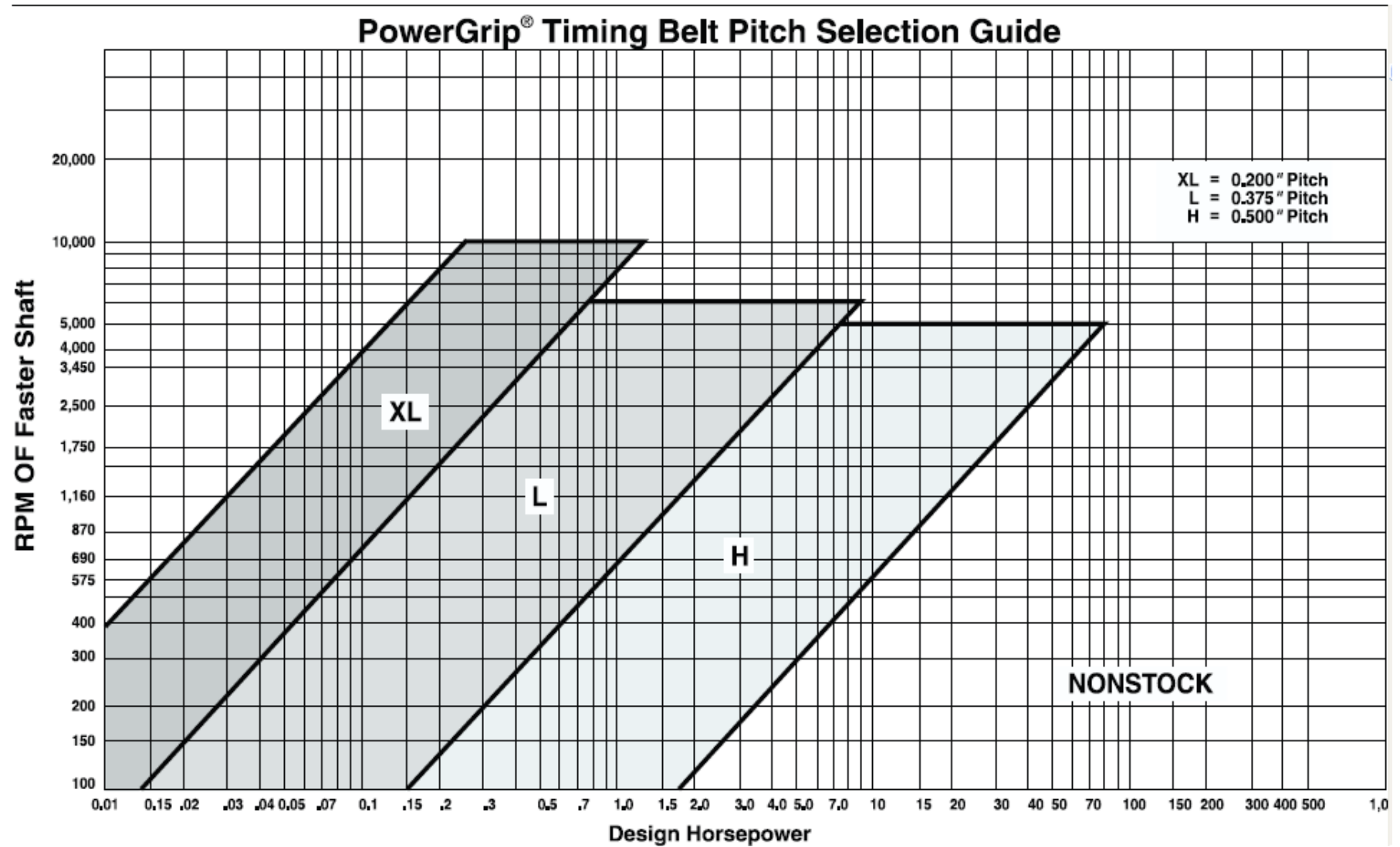


Figura 127 - Gráfico que permite determinar a o tipo de correia indicada em função da Potencia de cálculo, [5].

L (0.375 Inch Pitch) PowerGrip® Power Rating Table — 0.50 Inch Belt Width

RPM of Faster Shaft	Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)																	
	10L 1.194	12L 1.432	14L 1.671	16L 1.910	18L 2.149	19L 2.268	20L 2.387	21L 2.507	22L 2.626	24L 2.865	26L 3.104	28L 3.342	30L 3.581	32L 3.820	36L 4.297	40L 4.775	44L 5.252	48L 5.730
725	0.17	0.20	0.24	0.27	0.31	0.32	0.34	0.36	0.37	0.41	0.44	0.47	0.51	0.54	0.61	0.67	0.74	0.81
870	0.20	0.24	0.28	0.33	0.37	0.39	0.41	0.43	0.45	0.49	0.53	0.57	0.61	0.65	0.73	0.81	0.88	0.96
950	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40	0.42	0.44	0.47	0.49	0.53	0.57	0.62	0.66	0.71	0.79	0.88	0.96	1.05
1160	0.27	0.33	0.38	0.43	0.49	0.51	0.54	0.57	0.59	0.65	0.70	0.75	0.81	0.86	0.96	1.06	1.16	1.26
1425	0.33	0.40	0.47	0.53	0.60	0.63	0.66	0.69	0.73	0.79	0.86	0.92	0.98	1.05	1.17	1.29	1.41	1.53
1750	0.41	0.49	0.57	0.65	0.73	0.77	0.81	0.85	0.89	0.97	1.04	1.12	1.20	1.27	1.42	1.56	1.70	1.83
2850		0.79	0.92	1.05	1.17	1.23	1.29	1.35	1.41	1.53	1.64	1.75	1.86	1.96	2.15	2.33	2.48	2.61
3450			1.11	1.25	1.40	1.47	1.54	1.61	1.68	1.81	1.93	2.05	2.17	2.28	2.47	2.63	2.75	2.83
100	0.023	0.028	0.033	0.037	0.042	0.044	0.047	0.049	0.052	0.056	0.061	0.066	0.070	0.075	0.084	0.094	0.10	0.11
200	0.047	0.056	0.066	0.075	0.084	0.089	0.094	0.098	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.19	0.21	0.22
300	0.070	0.084	0.098	0.11	0.13	0.13	0.14	0.15	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34
400	0.094	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.34	0.37	0.41	0.45
500	0.12	0.14	0.16	0.19	0.21	0.22	0.23	0.25	0.26	0.28	0.30	0.33	0.35	0.37	0.42	0.47	0.51	0.56
600	0.14	0.17	0.20	0.22	0.25	0.27	0.28	0.29	0.31	0.34	0.36	0.39	0.42	0.45	0.50	0.56	0.61	0.67
700	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29	0.31	0.33	0.34	0.36	0.39	0.42	0.46	0.49	0.52	0.59	0.65	0.71	0.78
800	0.19	0.22	0.26	0.30	0.34	0.36	0.37	0.39	0.41	0.45	0.49	0.52	0.56	0.60	0.67	0.74	0.81	0.89
900	0.21	0.25	0.29	0.34	0.38	0.40	0.42	0.44	0.46	0.50	0.55	0.59	0.63	0.67	0.75	0.83	0.91	0.99
1000	0.23	0.28	0.33	0.37	0.42	0.44	0.47	0.49	0.51	0.56	0.60	0.65	0.70	0.74	0.83	0.92	1.01	1.10
1100	0.26	0.31	0.36	0.41	0.46	0.49	0.51	0.54	0.56	0.61	0.66	0.71	0.76	0.81	0.91	1.01	1.11	1.20
1200	0.28	0.34	0.39	0.45	0.50	0.53	0.56	0.59	0.61	0.67	0.72	0.78	0.83	0.89	0.99	1.10	1.20	1.30
1300	0.30	0.36	0.42	0.49	0.55	0.57	0.60	0.63	0.66	0.72	0.78	0.84	0.90	0.96	1.07	1.19	1.30	1.41
1400	0.33	0.39	0.46	0.52	0.59	0.62	0.65	0.68	0.71	0.78	0.84	0.90	0.97	1.03	1.15	1.27	1.39	1.50
1500	0.35	0.42	0.49	0.56	0.63	0.66	0.70	0.73	0.76	0.83	0.90	0.97	1.03	1.10	1.23	1.36	1.48	1.60
1600	0.37	0.45	0.52	0.60	0.67	0.71	0.74	0.78	0.81	0.89	0.96	1.03	1.10	1.17	1.30	1.44	1.57	1.69
1700	0.40	0.48	0.55	0.63	0.71	0.75	0.79	0.83	0.86	0.94	1.02	1.09	1.16	1.24	1.38	1.52	1.66	1.79
1800		0.50	0.59	0.67	0.75	0.79	0.83	0.87	0.91	0.99	1.07	1.15	1.23	1.30	1.45	1.60	1.74	1.87
1900		0.53	0.62	0.71	0.79	0.83	0.88	0.92	0.96	1.05	1.13	1.21	1.29	1.37	1.53	1.68	1.82	1.96
2000		0.56	0.65	0.74	0.83	0.88	0.92	0.97	1.01	1.10	1.19	1.27	1.36	1.44	1.60	1.76	1.90	2.04
2200		0.61	0.71	0.81	0.91	0.96	1.01	1.06	1.11	1.20	1.30	1.39	1.48	1.57	1.74	1.90	2.06	2.20
2400		0.67	0.78	0.89	0.99	1.05	1.10	1.15	1.20	1.30	1.41	1.50	1.60	1.69	1.87	2.04	2.20	2.35
2600		0.72	0.84	0.96	1.07	1.13	1.19	1.24	1.30	1.41	1.51	1.62	1.72	1.82	2.00	2.18	2.33	2.47
2800		0.78	0.90	1.03	1.15	1.21	1.27	1.33	1.39	1.50	1.62	1.73	1.83	1.93	2.12	2.30	2.45	2.59
3000		0.83	0.97	1.10	1.23	1.29	1.36	1.42	1.48	1.60	1.72	1.83	1.94	2.04	2.24	2.41	2.56	2.68
3200			1.03	1.17	1.30	1.37	1.44	1.50	1.57	1.69	1.82	1.93	2.04	2.15	2.35	2.51	2.65	2.76
3400			1.09	1.24	1.38	1.45	1.52	1.59	1.66	1.79	1.91	2.03	2.14	2.25	2.44	2.61	2.73	2.82

Figura 128 - Potencia básica admissível, [5].

Anexo D - Características dos Rolamentos

Caixa de velocidades

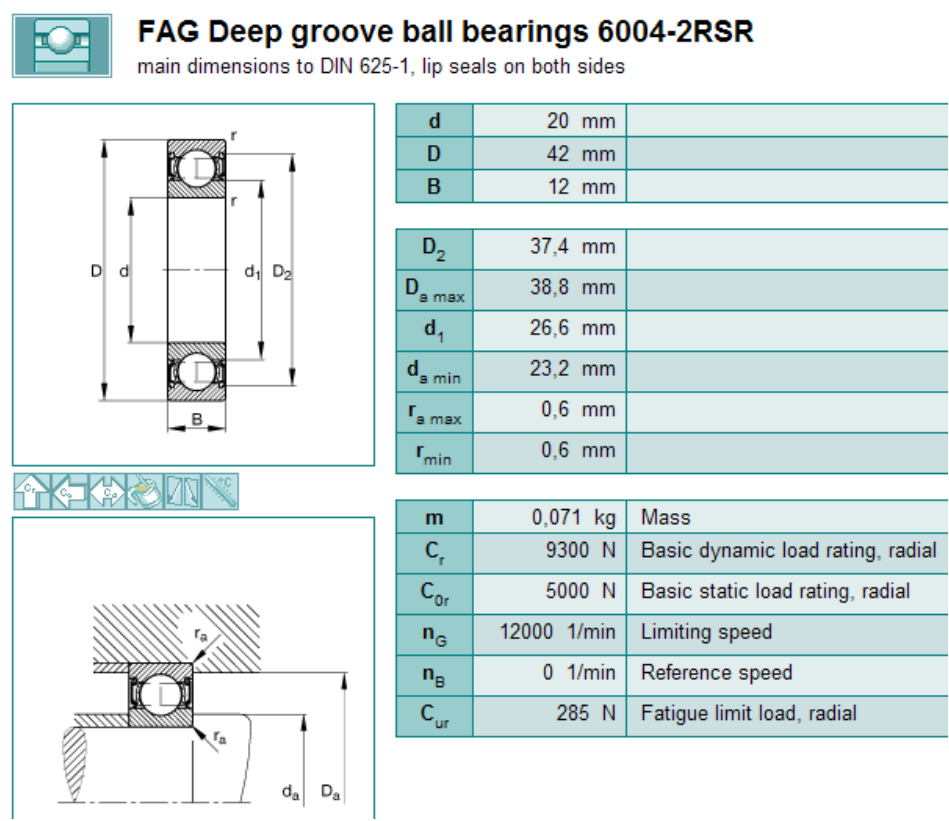
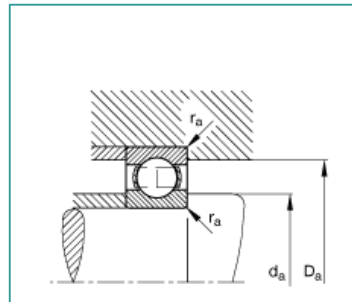
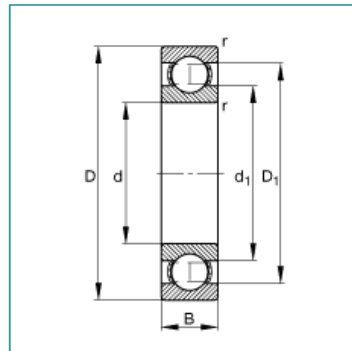


Figura 129 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6004, [10].



FAG Deep groove ball bearings 16004

main dimensions to DIN 625-1



d	20 mm	
D	42 mm	
B	8 mm	

D ₁	34,7 mm	
D _{a max}	40 mm	
d ₁	27,2 mm	
d _{a min}	22 mm	
r _{a max}	0,3 mm	
r _{min}	0,3 mm	

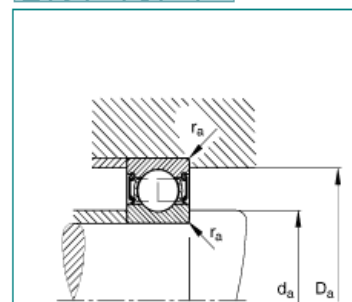
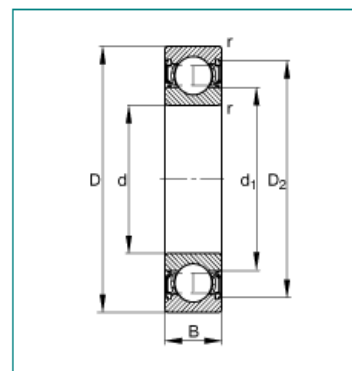
m	0,05 kg	Mass
C _r	6950 N	Basic dynamic load rating, radial
C _{0r}	4050 N	Basic static load rating, radial
f ₀	14,9	
n _G	22000 1/min	Limiting speed
n _B	14300 1/min	Reference speed
C _{ur}	202 N	Fatigue limit load, radial

Figura 130 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 16004, [10].



FAG Deep groove ball bearings 6203-2RSR

main dimensions to DIN 625-1, lip seals on both sides



d	17 mm	
D	40 mm	
B	12 mm	

D ₂	34,4 mm	
D _{a max}	35,8 mm	
d ₁	24 mm	
d _{a min}	21,2 mm	
r _{a max}	0,6 mm	
r _{min}	0,6 mm	

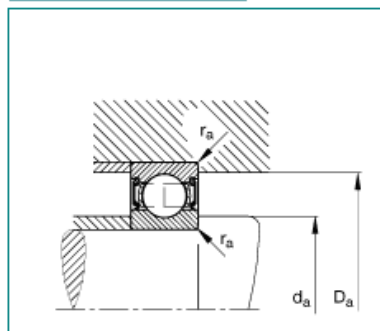
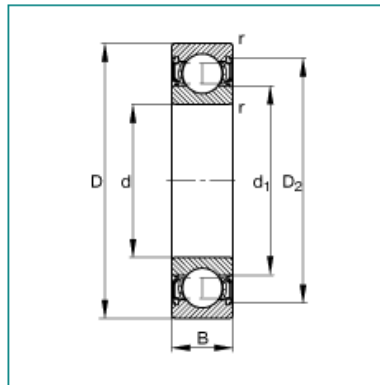
m	0,067 kg	Mass
C _r	9500 N	Basic dynamic load rating, radial
C _{0r}	4750 N	Basic static load rating, radial
n _G	12000 1/min	Limiting speed
n _B	0 1/min	Reference speed
C _{ur}	275 N	Fatigue limit load, radial

Figura 131 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6203, [10].



FAG Deep groove ball bearings 6003-2RSR

main dimensions to DIN 625-1, lip seals on both sides



d	17 mm	
D	35 mm	
B	10 mm	

D ₂	30,8 mm	
D _{a max}	33 mm	
d ₁	22,7 mm	
d _{a min}	19 mm	
r _{a max}	0,3 mm	
r _{min}	0,3 mm	

m	0,04 kg	Mass
C _r	6000 N	Basic dynamic load rating, radial
C _{0r}	3250 N	Basic static load rating, radial
n _G	14000 1/min	Limiting speed
n _B	0 1/min	Reference speed
C _{ur}	157 N	Fatigue limit load, radial

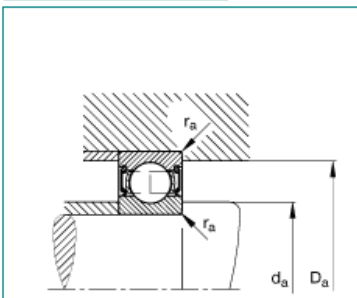
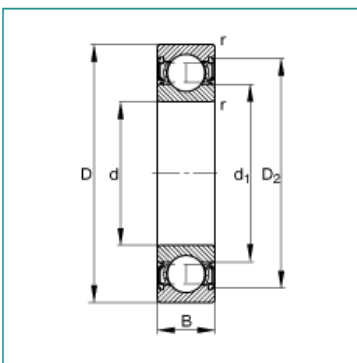
Figura 132 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6003, [10].

Manga



FAG Deep groove ball bearings 6006-2RSR

main dimensions to DIN 625-1, lip seals on both sides



d	30 mm	
D	55 mm	
B	13 mm	

D ₂	49,2 mm	
D _{a max}	50,4 mm	
d ₁	38,3 mm	
d _{a min}	34,6 mm	
r _{a max}	1 mm	
r _{min}	1 mm	

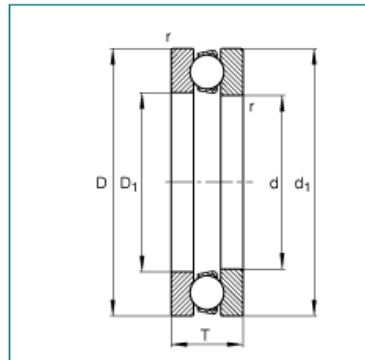
m	0,126 kg	Mass
C _r	12700 N	Basic dynamic load rating, radial
C _{0r}	8000 N	Basic static load rating, radial
n _G	8500 1/min	Limiting speed
n _B	0 1/min	Reference speed
C _{ur}	390 N	Fatigue limit load, radial

Figura 133 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 6006, [10].



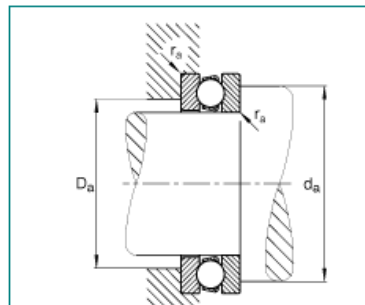
FAG Axial deep groove ball bearings 51106

main dimensions to DIN 711/ISO 104, single direction, separable



d	30 mm	
D	47 mm	
T	11 mm	

D ₁	32 mm	
D _{a max}	37 mm	
d ₁	47 mm	
d _{a min}	40 mm	
r _{a max}	0,6 mm	
r _{min}	0,6 mm	



m	0,063 kg	Mass
C _a	19000 N	Basic dynamic load rating, axial
C _{0a}	40000 N	Basic static load rating, axial
M	0,0090	Minimum load constant
n _G	5600 1/min	Limiting speed
C _{ua}	1770 N	Fatigue limit load, axial

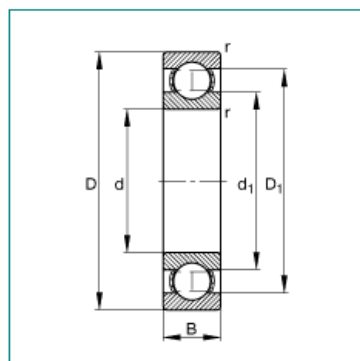
Figura 134 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 51106, [10].

Sem-fim



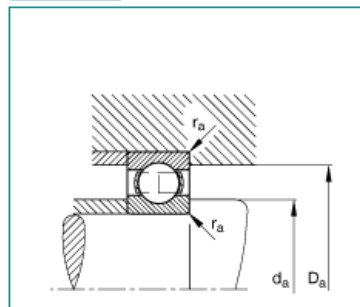
FAG Deep groove ball bearings 16003

main dimensions to DIN 625-1



d	17 mm	
D	35 mm	
B	8 mm	

D ₁	29,5 mm	
D _{a max}	33 mm	
d ₁	22,7 mm	
d _{a min}	19 mm	
r _{a max}	0,3 mm	
r _{min}	0,3 mm	



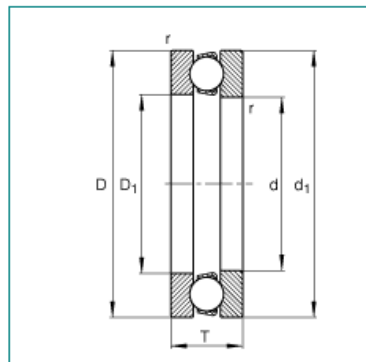
m	0,03 kg	Mass
C _r	6000 N	Basic dynamic load rating, radial
C _{0r}	3250 N	Basic static load rating, radial
f ₀	14,3	
n _G	28000 1/min	Limiting speed
n _B	17700 1/min	Reference speed
C _{ur}	157 N	Fatigue limit load, radial

Figura 135 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 16003, [10].



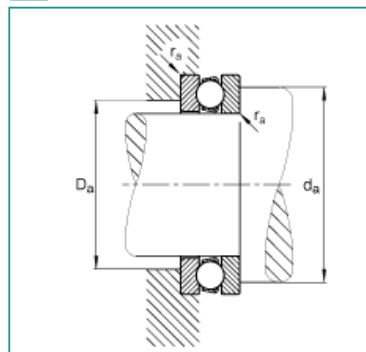
FAG Axial deep groove ball bearings 51103

main dimensions to DIN 711/ISO 104, single direction, separable



d	17 mm	
D	30 mm	
T	9 mm	

D₁	18 mm	
D_{a max}	22 mm	
d₁	30 mm	
d_{a min}	25 mm	
r_{a max}	0,3 mm	
r_{min}	0,3 mm	



m	0,024 kg	Mass
C_a	11400 N	Basic dynamic load rating, axial
C_{0a}	19600 N	Basic static load rating, axial
M	0,0020	Minimum load constant
n_G	8500 1/min	Limiting speed
C_{ua}	870 N	Fatigue limit load, axial

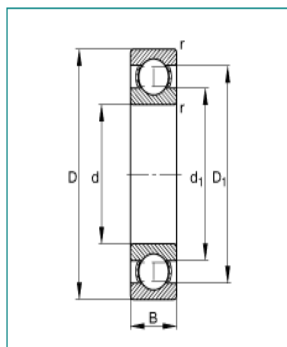
Figura 136 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 51103, [10].

Veio de avanço



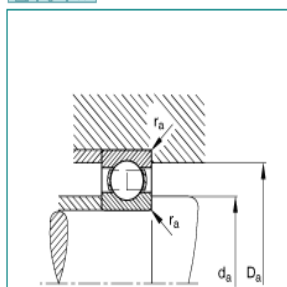
FAG Deep groove ball bearings 16006

main dimensions to DIN 625-1



d	30 mm	
D	55 mm	
B	9 mm	

D₁	47,5 mm	
D_{a max}	53 mm	
d₁	37,7 mm	
d_{a min}	32 mm	
r_{a max}	0,3 mm	
r_{min}	0,3 mm	



m	0,082 kg	Mass
C_r	11200 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	7350 N	Basic static load rating, radial
f₀	15,2	
n_G	16000 1/min	Limiting speed
n_B	10500 1/min	Reference speed
C_{ur}	365 N	Fatigue limit load, radial

Figura 137 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 16006, [10].

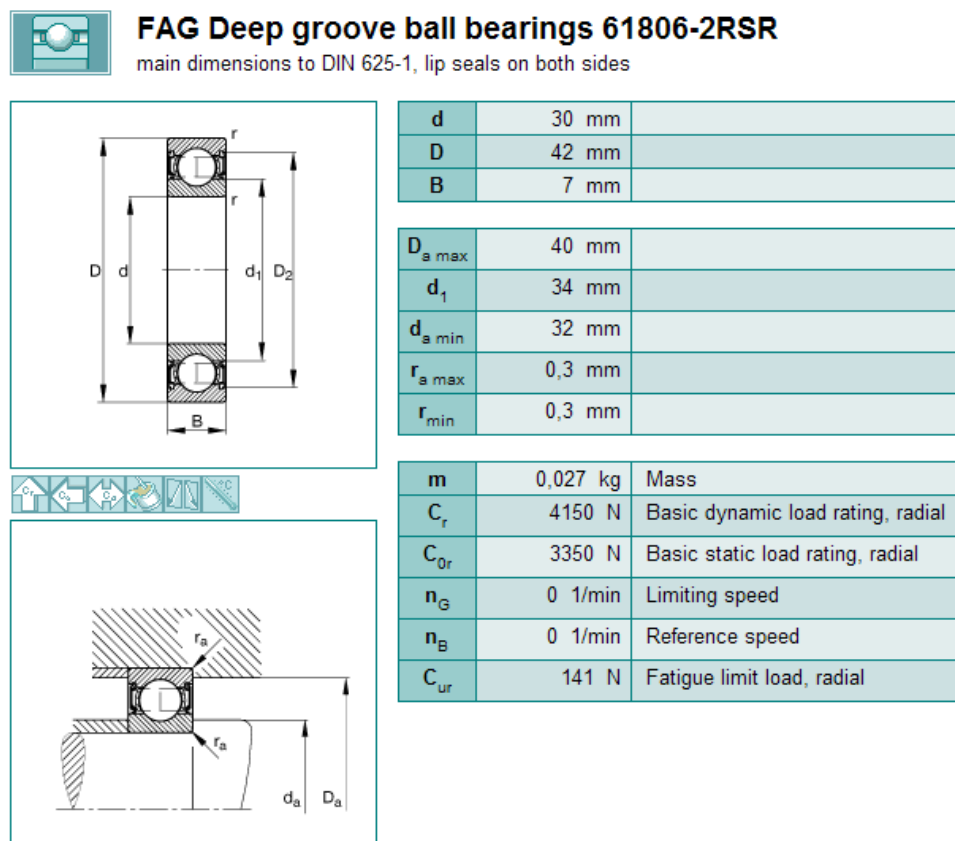


Figura 138 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 61806, [10].

Mudança electrónica de gama

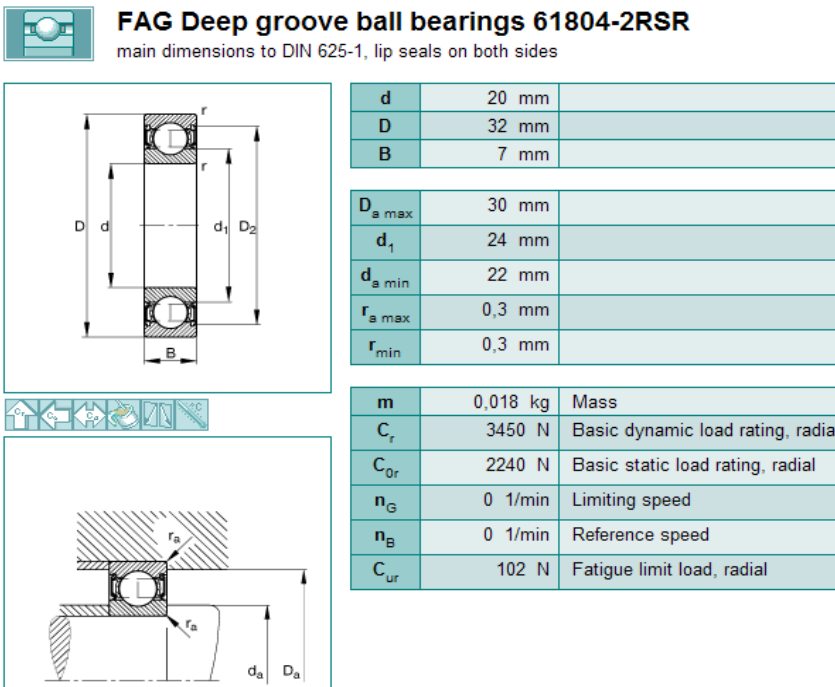


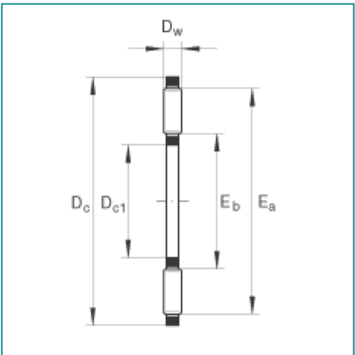
Figura 139 - Dimensões e características mecânicas do rolamento 61804, [10].

Elevação da mesa e do cabeçote



INA Axial needle roller and cage assemblies AXK2035

single direction, to DIN 5405-2



D_{c1}	20 mm	
D_c	35 mm	
D_w	2 mm	

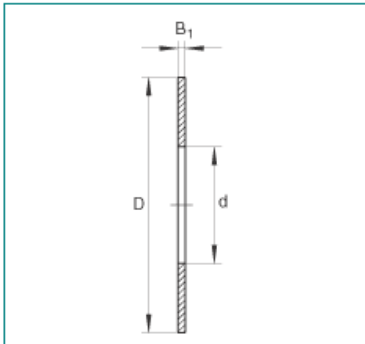
E_a	34 mm	
E_b	22 mm	

m	5 g	Mass
C_a	13100 N	Basic dynamic load rating, axial
C_{0a}	46500 N	Basic static load rating, axial
C_{ua}	4750 N	Fatigue limit load
n_G	10500 1/min	Limiting speed
n_B	4350 1/min	Reference speed
	AS2035	Allocated axial bearing washer



INA Axial bearing washers AS2035

suitable for AXK and K811, to DIN 5405-3/ISO 303



d	20 mm	
D	35 mm	
B_1	1 mm	

m	5 g	Mass
-----	-----	------

Figura 140 - Dimensões e características mecânicas do rolamento AXK2035 e da anilha AS2035, [10].

Anexo E – Dimensionamento à Fadiga

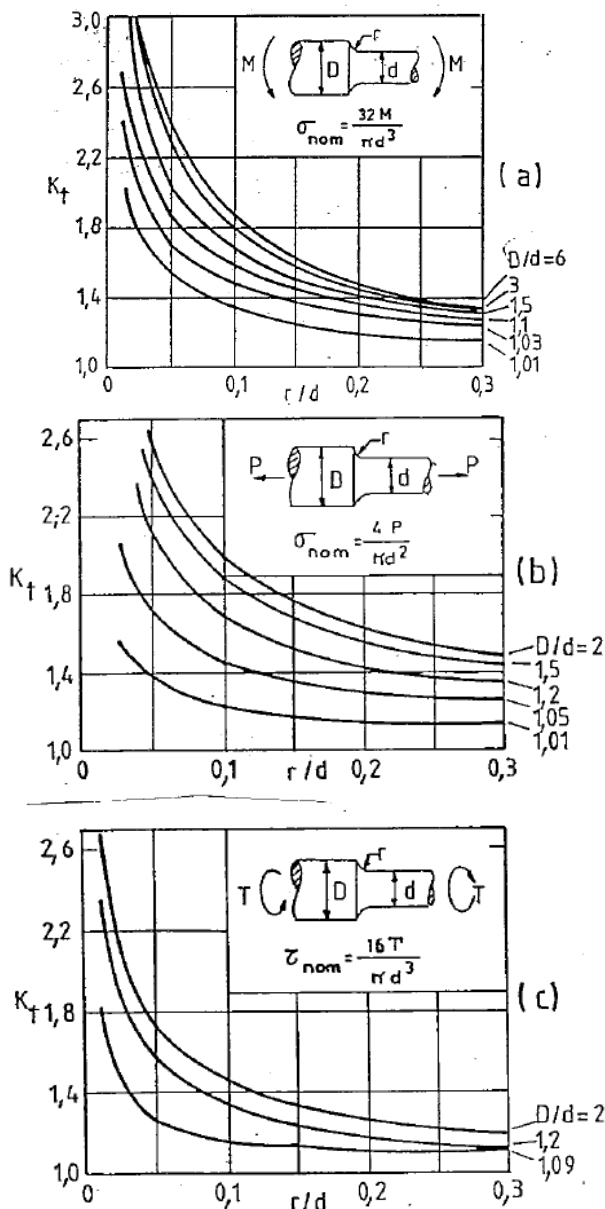


Figura 142 - Factor de concentração de tensões teórico de um veio escalonado com concordância, [9].

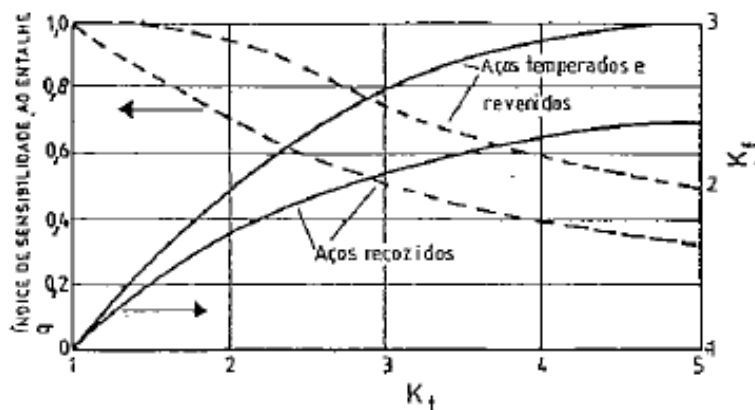


Figura 144 - Índice de sensibilidade ao entalhe em função do tratamento térmico do veio, [9].

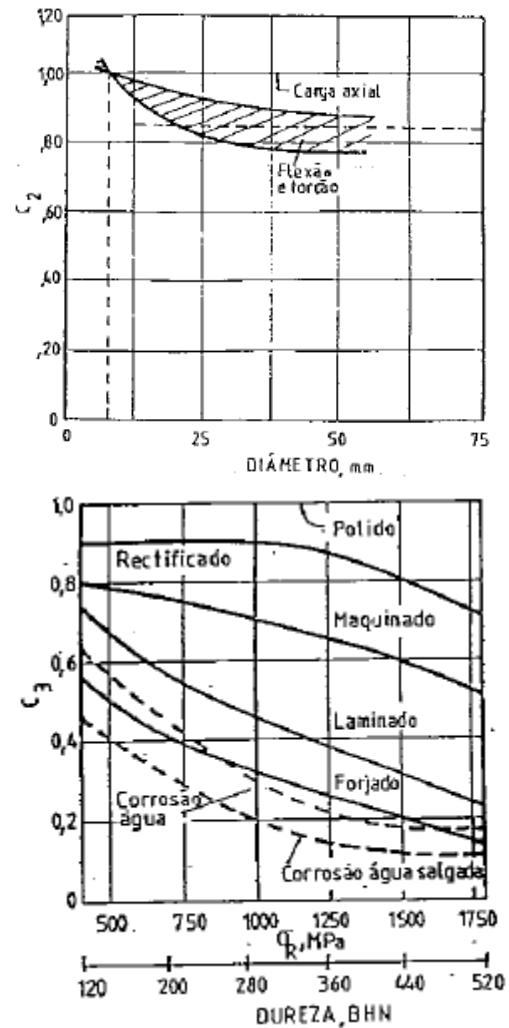


Figura 141 - Factor de tamanho (C_2) e de acabamento superficial (C_3), [9].

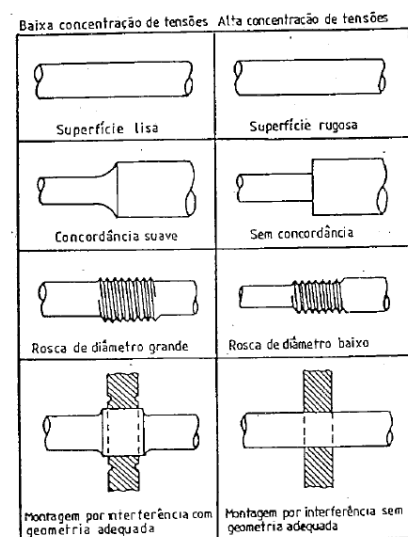


Figura 143 - Alguns casos de redução de tensões - sem-fim do avanço e concordância do veio do motor do cârter, [9].

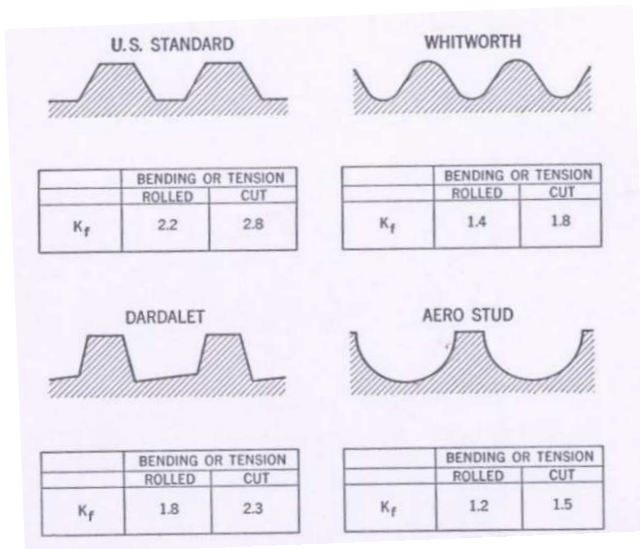


Figura 150 – coeficiente de concentrações de tensões de um veio com rosca – paralelismo com o sem-fim, [17].

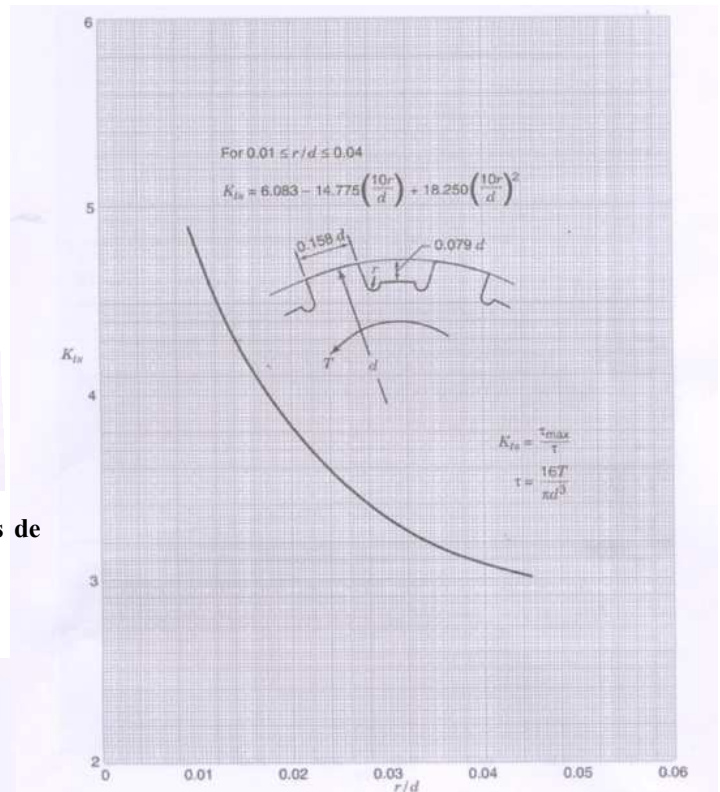


Figura 146 – coeficiente de concentrações de tensões de Z8 – paralelismo com o sem-fim, [18].

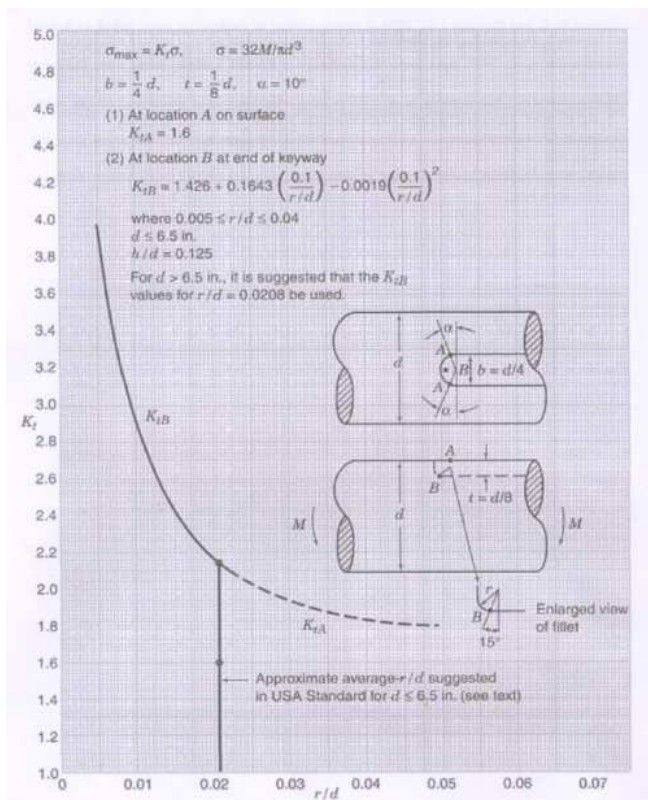


Figura 149 – coeficiente de concentrações de tensões de um veio na zona do escatel submetido a um momento flector [18]

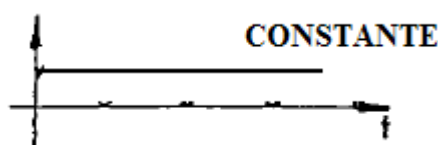


Figura 148 - Amplitude de tensão no caso de ter um momento torsor ou uma carga axial constante, [9].

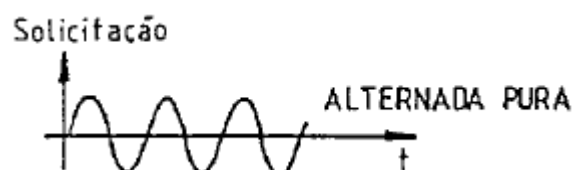


Figura 145 - Amplitude de tensão no caso de flexão (zona há compressão e outras há tracção), [9].

Anexo F – Características do equipamento opcional

Motor Parameters		Units	662BTF****	664BTF****	723CTG****
Horsepower	Hp Rated	Hp	.16	.34	0.63
Kilowatts	KW Rated	KW	.12	.26	0.47
Max. Operating Speed	N Max	RPM	3000	3600	4000
Speed @ Rated Torque	N Rated	RPM	2500	2700	3000
*Continuous Rated Torque @ Rated Speed		IN-LBS[Nm]	4.0[.45]	8.0[.90]	13.3[1.50]
*Continuous Stall Torque		IN-LBS[Nm]	5.0[.56]	10.0[1.13]	15.0[1.69]
Continuous Line Current		AMPS	1.6	3.1	2.6
Peak Torque	Tpk	IN-LBS[Nm]	15.1[1.7]	30.0[3.4]	45.0[5.1]
Peak Current		AMPS	4.7	9.4	7.8
Max. Theoretical Accel.		RAD/SEC ²	155,670	188,679	120,000
Torque Sensitivity	Kt	IN-LBS/AMP[Nm/AMP]	3.2[.36]	3.2[0.36]	5.78[0.652]
Back EMF (Line to Line)	±10%	Vrms/Krpm	28.3	28.3	51.4
D.C.Resistance (P-P)	±10%	OHMS	18.5	7.0	7.8
Inductance (P-P)	±10%	MILLIHENRIES	26.4	11.0	18
Rotor Inertia	Jm	IN-LBS-SEC ² [Kg-M ²]	.000097[.0000109]	.000159[.0000179]	.00038[.000043]
Static Friction	Tf	IN-LBS[Nm]	0.5[.06]	0.8[0.09]	1.0[0.11]
Motor Weight		LBS[Kg]	2.8[1.3]	3.8[1.7]	5.3[2.40]

Figura 151 - Características mecânicas dos motores de elevação da mesa (662BTF), do cabeçote (664BTF), e do avanço electrónico (723CTG), [11].



Figura 152 - Variador MAXIFET associado aos motores de elevação da mesa, do cabeçote e do avanço electrónico, [12].

1. Axial Load: 15 LBS. Max.
2. Radial Load: 20 LBS. Max. @ 1" from face

662/664BT

1. Axial Load: 20 LBS. Max. ≈89N
2. Radial Load: 35 LBS. Max. @ 1" from face

723CT

≈156N (rolamento colocado a 25mm da face)

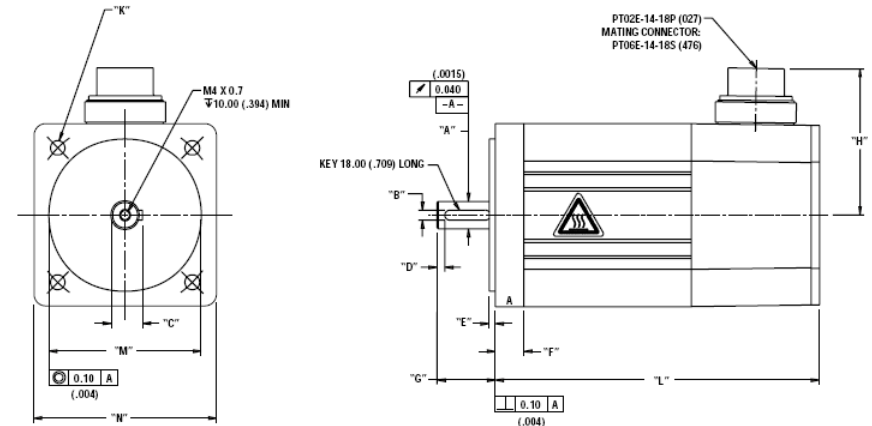


Brake Info:

Min. Holding Torque: 10 IN-LBS
 Input Voltage: 24VDC
 Current : .21AMPS
 Inertia: .000025IN-LB-SEC²
 Weight Adder: .8 LBS

Figura 153 - Características do travão incorporado no motor de elevação da mesa e do cabeçote, [11].

Projecto de uma furadora



2" (66) English and Metric Connectorized Termination-Option 1 Motors

Model	"A"	"B"	"C"	"D"	"E"	"F"
MPM662***7***	Ø 8.000 (.3150) 7.991 (.3146)	2.000 (.0787) 1.971 (.0776)	6.68 (.263)	14.00 (.551)Min	3.0 (.12)	10.2 (.40)
MPM664***7***	Ø 8.000 (.3150) 7.991 (.3146)	2.000 (.0787) 1.971 (.0776)	6.68 (.263)	14.00 (.551)Min	3.0 (.12)	10.2 (.40)

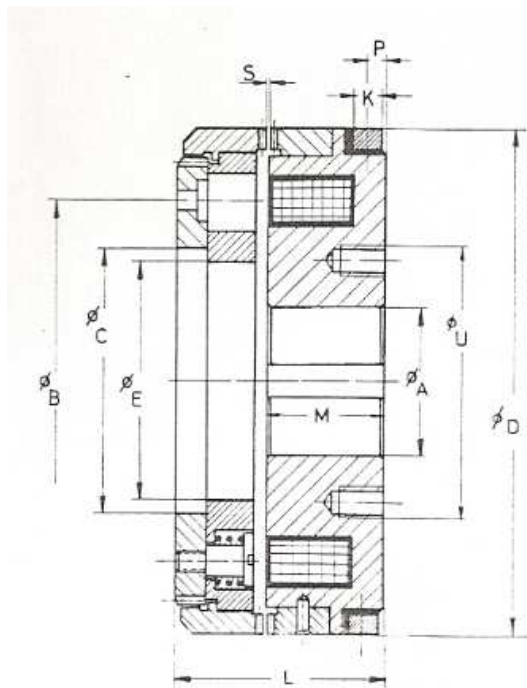
Model	"G"	"H"	"K"	"L"	"L" w/ Brake	"M"	"N"
MPM662***7***	30.5 (1.20) 29.5 (1.16)	51 (2.0) Max	Ø5.00(.197) THRU (4) EQ SPD AS SHOWN ON Ø80.00 (3.150) B.C.	139.5 (5.49) Max	169.9 (6.69)	Ø 50.000 (1.9685) 49.975 (1.9675)	□ 66.00 (2.598)
MPM664***7***	30.5 (1.20) 29.5 (1.16)	51 (2.0) Max	Ø5.00(.197) THRU (4) EQ SPD AS SHOWN ON Ø80.00 (3.150) B.C.	169.6 (6.69) Max	200.4 (7.89)	Ø 50.000 (1.9685) 49.975 (1.9675)	□ 66.00 (2.598)

2 3/4" (72) Metric Connectorized Termination-Option 1 Motors

Model	"A"	"B"	"C"	"D"	"E"	"F"	"G"
MPM723***7*1*	Ø 11.012 (.4335) 11.001 (.4331)	3.988 (.1570) 3.958 (.1558)	12.42 (.489)	3.00 (.118)	2.5 (.10)	11.2 (.44)	23.0 (.91) 22.5 (.89)

Model	"H"	"K"	"L"	"L" w/ Brake	"M"	"N"
MPM723***7*1*	58 (2.3) Max	Ø5.79(.228) THRU (4) EQ SPD AS SHOWN ON Ø75.01 (2.953) B.C.	166.4 (6.55) Max	204.5 (8.05) Max	Ø 60.012 (2.3627) 59.993 (2.3619)	□ 72.0 (2.84)

Figura 154 - Dimensões dos motores, [11].



Size		04	08
Torque	Nm	40	100
Voltage	V		
Power	W	12	20
Weight	Kg	0,5	1
Speed max	min ⁻¹	4.500	4.000
J	Magnet side	4	8
	Armat. side	1,5	3
Ø A max.		25	30
Ø CH ⁷		32	42
Ø D		70	82
Ø E		28	36,5
K		6	8
L		29	38
M		17	23
P		4,5	5
S		0,3	0,3
Ø U max.		34	44
SCREWS		3xM4	3xM5
Disc fixing Ø B		45	55
PINS		2Ø5	2Ø6
N.º Keyw.		1	1

Figura 155 – Características da embraiagem da GOIZPER da serie 440 – Tamanho 04 para o mecanismo de mudança de gama, e 08 para o sistema de avanço electrónico, [13].

Anexo G – Tabelas de conversão de unidades

Useful Formulas and Calculations		
<i>Power Transmission Conversions</i>		
FORCE CONVERSION CONSTANTS		
Metric to U.S.	U.S. to Metric	Metric to Metric
Newtons x 0.2248 = Pounds _f	Pounds _f x 4.4482 = Newtons	Newtons x 0.1020 = Kilograms _f
Kilograms _f x 2.2046 = Pounds _f	Pounds _f x 0.4536 = Kilograms _f	
TORQUE CONVERSION CONSTANTS		
Metric to U.S.	U.S. to Metric	
Newton Meters x 8.8508 = Pound _f Inches	Pound _f Inches x 0.1130 = Newton Meters	
Newton Meters x 0.7376 = Pound _f Feet	Pound _f Feet x 1.3558 = Newton Meters	
Metric to Metric		
Newton Meters x 0.1020 = Kilogram _f Meters		
Kilogram _f Meters x 9.8067 = Newton Meters		
POWER CONVERSION CONSTANTS		
Metric to U.S.	U.S. to Metric	
Kilowatt x 1.3410 = Horsepower	Horsepower x 745.6999 = Watt	
Watt x 0.0013 = Horsepower	Horsepower x 0.7457 = Kilowatt	
VELOCITY CONVERSION CONSTANTS		
Metric to U.S.	Metric to Metric	
Meters per Second x 196.8504 = Feet per Minute	Meters per Second x 3.6000 = Kilometers per Hour	
U.S. to Metric		
Feet per Minute x 0.0057 = Meters per Second		
LINEAR BELT SPEED CONVERSION CONSTANTS		
Metric to U.S.	U.S. to U.S.	
Meters per second x 196.8504 = Feet per Minute	Feet per Second x 60.00 = Feet per Minute	
U.S. to Metric	Feet per Minute x 0.0167 = Feet per Second	
Feet per Minute x 0.005080 = Meters per Second		
Square Miles x 2.5900 = Square Kilometers		
<i>Other Conversions</i>		
LENGTH CONVERSION CONSTANTS		
Metric to U.S.	U.S. to Metric	
Millimeters x 0.0394 = Inches	Inches x 25.4000 = Millimeters	
Meters x 39.3701 = Inches	Inches x 0.0254 = Meters	
Meters x 3.2808 = Feet	Feet x 0.3048 = Meters	

Figura 156 - Conversão de unidades – força, binário, potencia, velocidade, comprimento, [5].

DECIMAL AND MILLIMETER EQUIVALENTS OF FRACTIONS					
Inches		Millimeters	Inches		Millimeters
Fractions	Decimals		Fractions	Decimals	
1/64	.015625	.397	33/64	.515625	13.097
1/32	.03125	.794	17/32	.53125	13.494
3/64	.046875	1.191	35/64	.546875	13.891
1/16	.0625	1.588	9/16	.5625	14.288
5/64	.078125	1.984	37/64	.578125	14.684
3/32	.09375	2.381	19/32	.59375	15.081
7/64	.109375	2.778	39/64	.609375	15.478
1/8	.125	3.175	5/8	.625	15.875
9/64	.140625	3.572	41/64	.640625	16.272
5/32	.15625	3.969	21/32	.65625	16.669
11/64	.171875	4.366	43/64	.671875	17.066
3/16	.1875	4.763	11/16	.6875	17.463
13/64	.203125	5.159	45/64	.703125	17.859
7/32	.21875	5.556	23/32	.71875	18.256
15/64	.234375	5.953	47/64	.734375	18.653
1/4	.250	6.350	3/4	.750	19.050
5/16	.3125	7.938	13/16	.8125	20.638
21/64	.328125	8.334	53/64	.828125	21.034
11/32	.34375	8.731	27/32	.84375	21.431
23/64	.359375	9.128	55/64	.859375	21.828
3/8	.375	9.525	7/8	.875	22.225
25/64	.390625	9.922	57/64	.890625	22.622
13/32	.40625	10.319	29/32	.90625	23.019
27/64	.421875	10.716	59/64	.921875	23.416
7/16	.4375	11.113	15/16	.9375	23.813
29/64	.453125	11.509	61/64	.953125	24.209
15/32	.46875	11.906	31/32	.96875	24.606
31/64	.484375	12.303	63/64	.984375	25.003
1/2	.500	12.700	1	1.000	25.400

Figura 157 - Conversão de polegadas para milímetros (U.S para métrica), [5].

Anexo I – Desenhos de conjunto

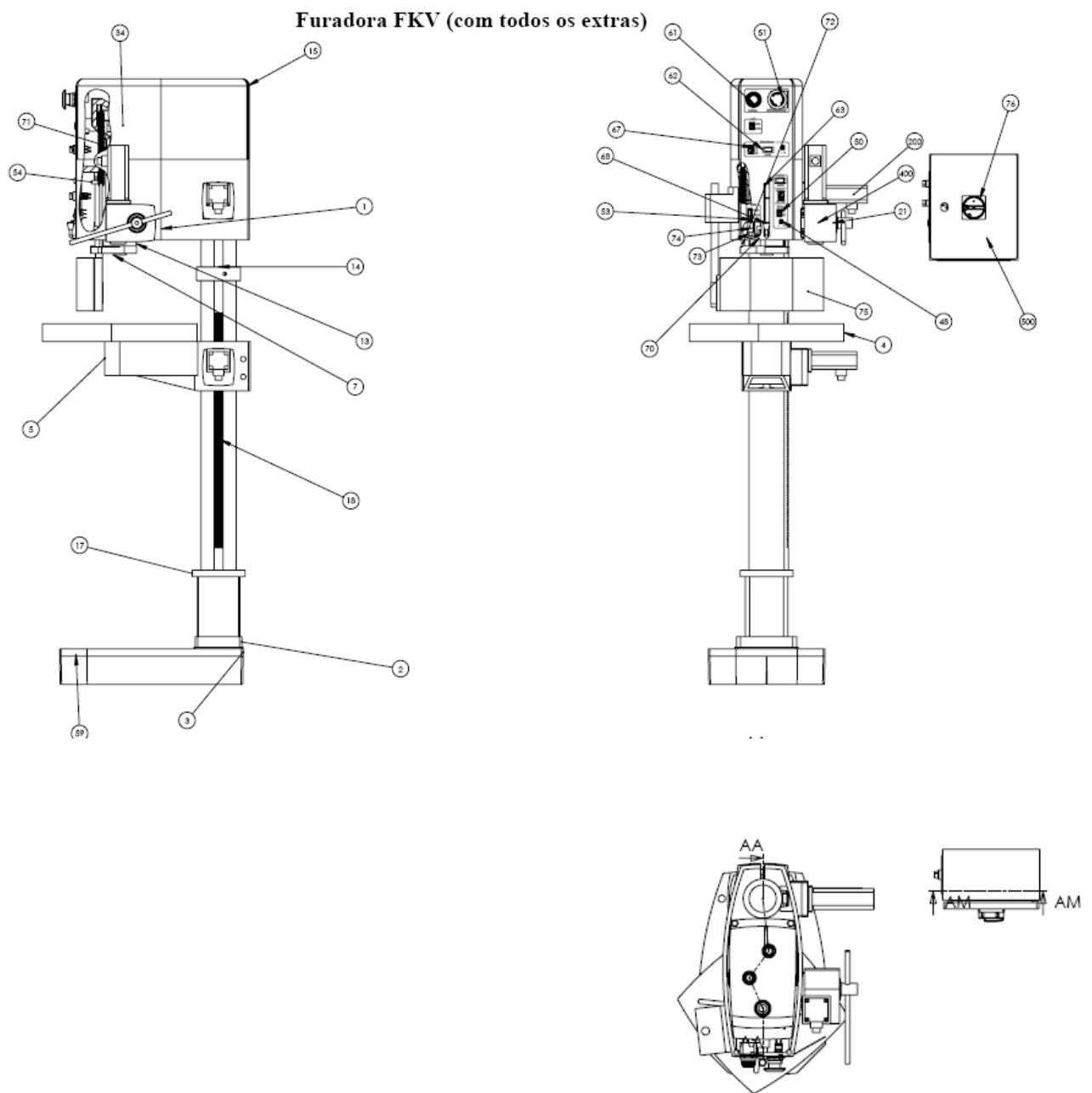


Figura 158 – Desenho da Montagem geral da furadora

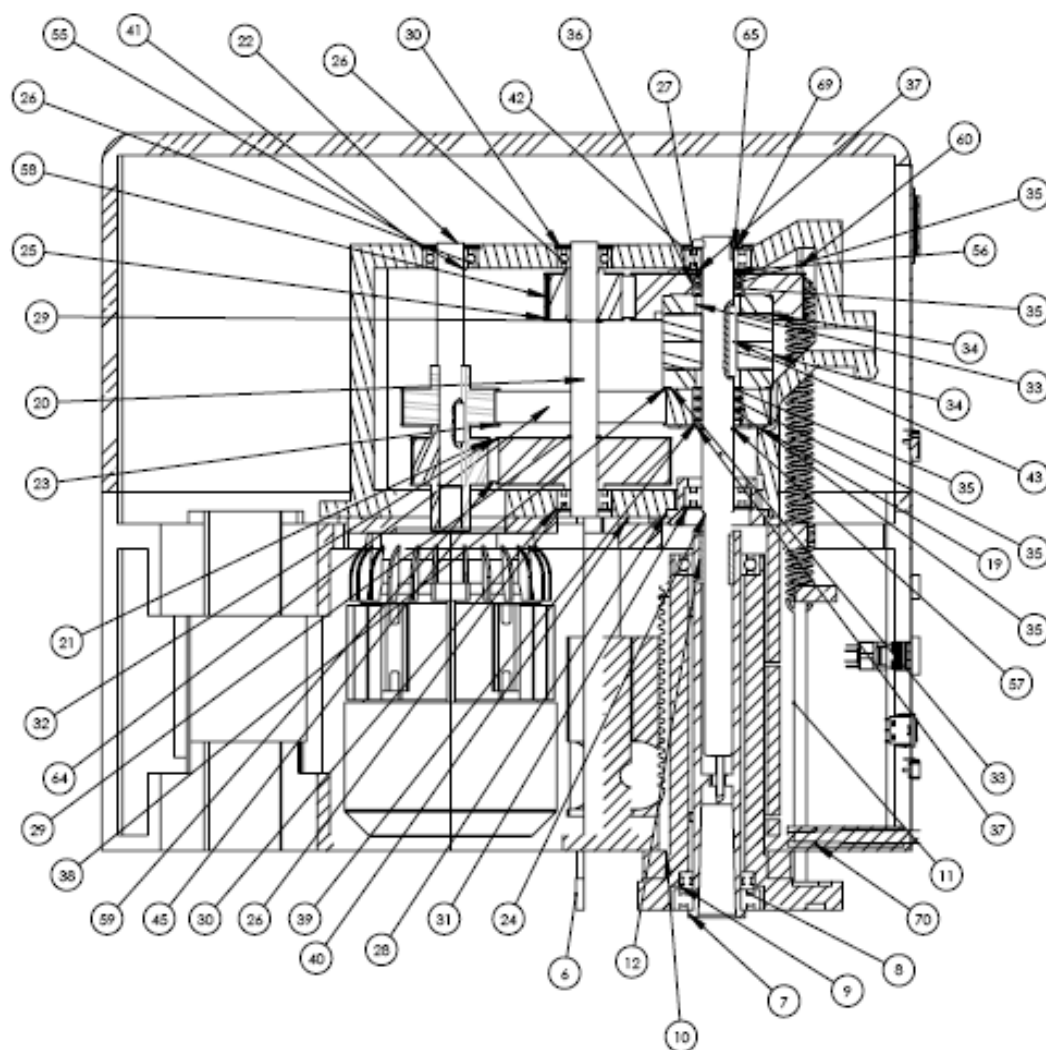


Figura 159- Desenho da montagem do cabeçote com mudança electrónica

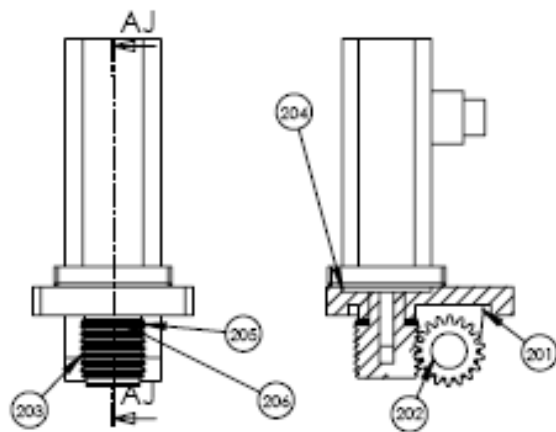


Figura 160 – Desenho do mecanismo de elevação do cabeçote.

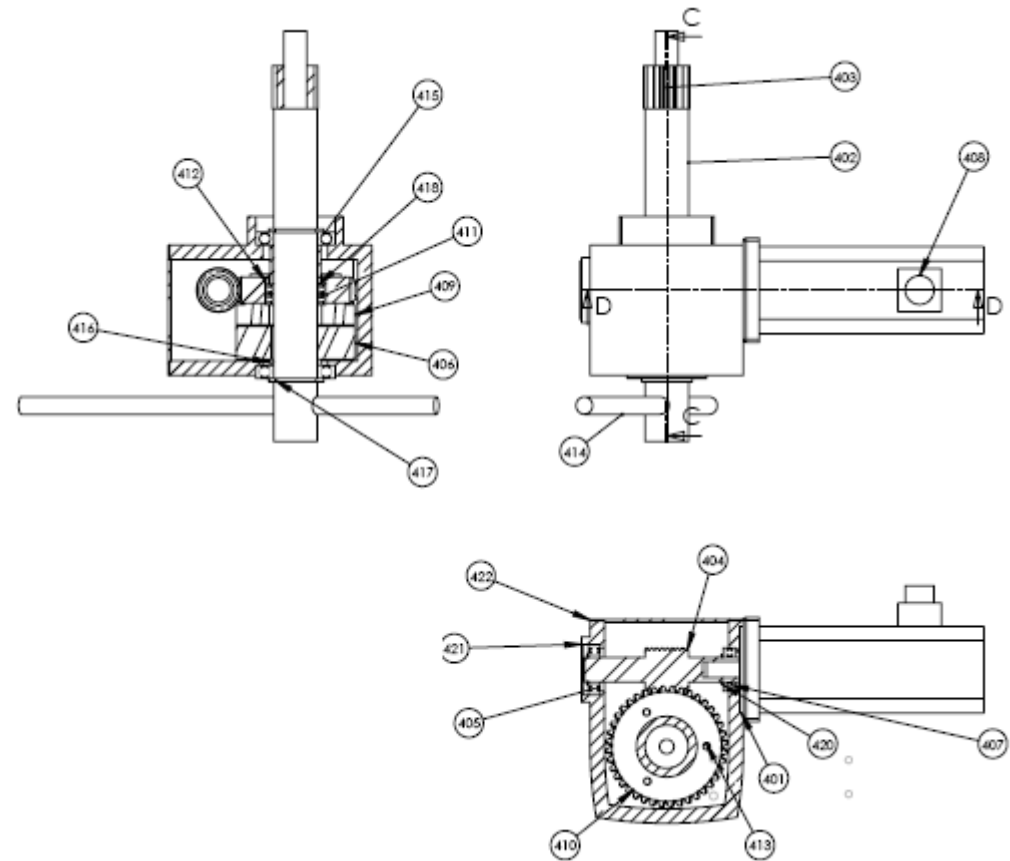


Figura 161 – Desenho do mecanismo de avanço electrónico

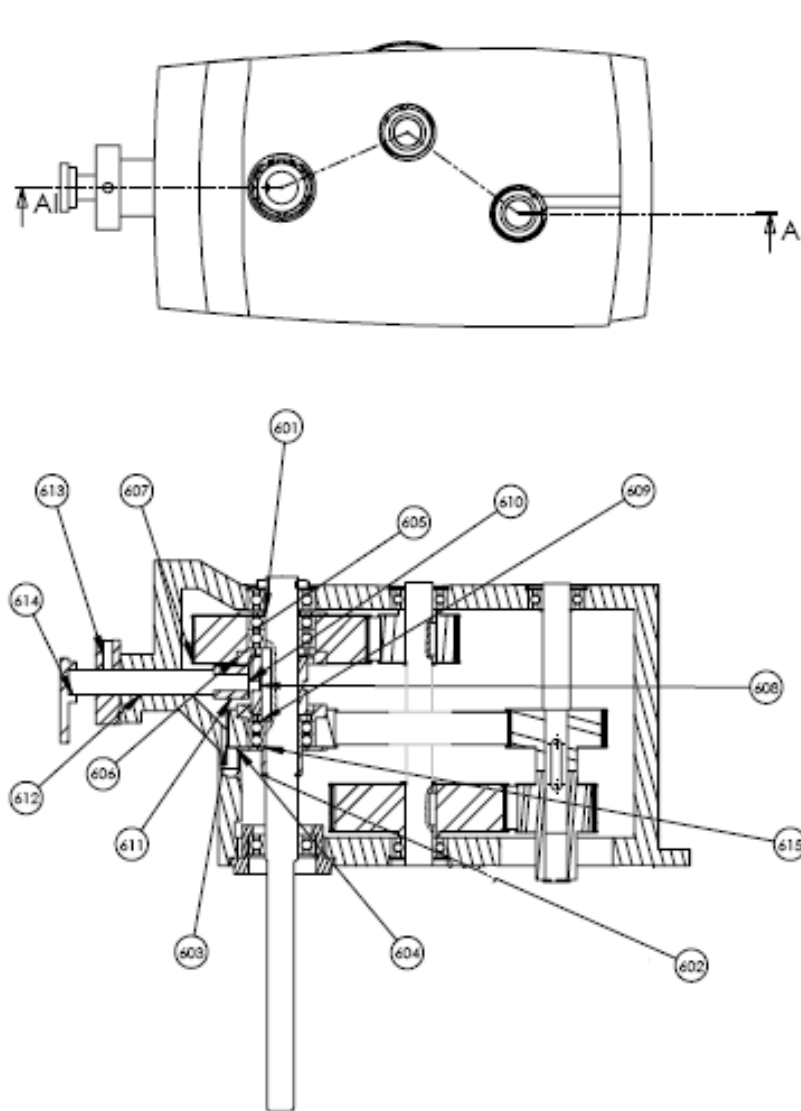


Figura 162 – Desenho da montagem do cabeçote com mudança de gama mecânica

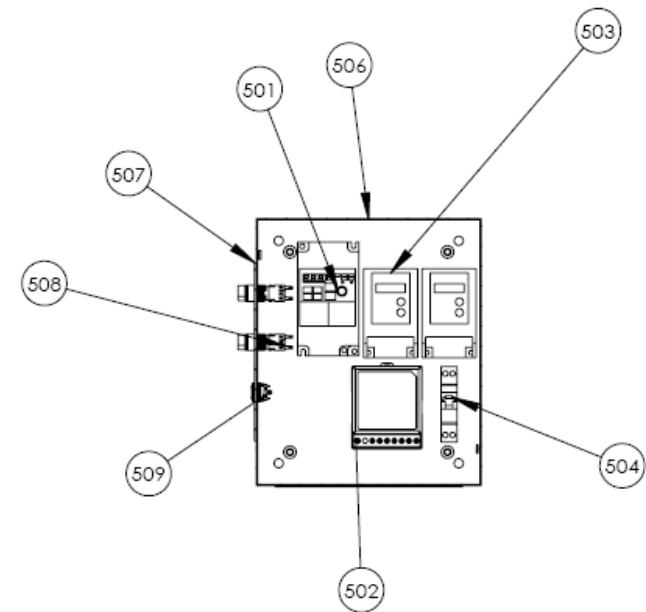


Figura 163 – Desenho da caixa eléctrica

ITEM NO.	PART NUMBER	MATERIAL	QTY.	Preço Unitário (euros)
1	Cárter cabeçote	Ferro fundido Cinzento	1	163,5
2	Coluna FKV	Ferro fundido Cinzento	1	244,5
3	Base FKV	Ferro fundido Cinzento	1	135
4	Mesa	Ferro fundido Cinzento	1	93
5	Braço rígido	Ferro fundido Cinzento	1	67,5
6	Manga	Ferro fundido Cinzento	1	106,2
7	Árvore	Aço AISI 1045	1	100
8	SKF - 6006 - 14,SI,NC,14 68		2	13
9	SKF - 51106 - 16,SI,NC,16 68		1	23
10	Cremalheira PM301205	Aço AISI1010	1	65
11	Pino mola	Aço AISI 1010	2	20
12	Casquilho estriado bronze	Bronze CB3	1	45
13	Argola guia PM301043	Ferro fundido Cinzento	1	31,5
14	Cremalheira superior	Aço DIN1010	1	75
15	Capacete	Fibra de vidro	1	100
16	Argola da coluna	Ferro fundido Cinzento	1	33
17	Argola guia coluna	Ferro fundido Cinzento	1	33
18	Cremalheira inferior	Aço AISI 1010	1	
19	CARTER FKV	Ferro fundido Cinzento	1	103,5
20	VEIO intermédio	AISI 1045	1	35
21	Polia 16L100		1	
22	VEIO motor	AISI 1045	1	35
23	Polia 20L075		1	20
24	Veio árvore	AISI 1045	1	65
25	Polia 16L100		1	20
26	SKF - 6003 - 20-17 - 12,SI,NC,12 68		3	8,38
27	SKF - 6004 - 12,SI,NC,12 68		2	9,31
28	Casquilho de apoio	Ferro Fundido Nodular	1	30
29	B27.8M - 3DM1-17	Aço AISI 6160H	2	
30	B27.7M - 3BM1-35	Aço AISI 6160H	2	
31	B27.7M - 3BM1-42	Aço AISI 6160H	1	
32	Polia 36L100		1	30
33	Embraiagem 440 04fixa		2	150
34	Embraiagem 440 04movel		2	0
35	SKF - 61804 - 18,SI,NC,18 68		5	26,24
36	Polia 36L100		1	30
37	Anilha tampa 36L	AISI 1045	2	15
38	22L075-FS22-1,5H1L1.6875S1		1	25
39	Anilha 22L	AISI 1045	1	
40	Placa suporte do motor		1	30
41	B27.7M - 3BM1-35	Aço AISI 6160H	1	
42	B27.7M - 3BM1-42	Aço AISI 6160H	1	

43	Thin key GB1566 5x45-B	AISI 1045	1	15
44	Pinnbult M5		3	
45	B27.8M - 3DM1-14	Aço AISI 6160H	1	
46	Motor ABB		1	137
47	(Motor IEME)			
48	Potenciômetro		2	30
49	Parallel key A5 x 5 x 25 DIN 6885	AISI 1045	1	20
50	Botão preto 3pos		3	10
51	Emergência		1	50
52	B18.2.3.2M - Formed hex screw, M10 x 1.5 x 25 --25WN		4	
53	Botão simples			5
54	Anel tirante 2	AISI 1045	1	
55	Freio DIN 471 - 17 x 1	Aço AISI 6160H	1	
56	Intercalar veio arvore	AISI 1045	1	
57	Freio DIN 471 - 20 x 1.2	Aço AISI 6160H	1	
58	Correia 169L		1	25
59	Correia 169L		1	25
60	Camarão		2	
61	Botão de Rearme		1	30
62	Display		2	50
63	Espelho	Chapa de aço	1	10
64	Correia 195L		1	25
65	B18.21.2M-External Tooth Lock Washers AM20		1	
66	Sensor foto eléctrico		1	75
67	Comutador		4	30
68	Regulador profundidade		1	
69	B18.2.4.5M - Hex jam nut, M20 x 2.5 --D-N		1	
70	Esbarro índice	Ferro Fundido Nodular	1	33
71	Mola	Aço AISI 6160H	2	30
72	Pino mola2	Aço AISI 1010	1	20
73	Pino micro	Aço AISI 1010	1	20
74	Micro		2	25
75	Tr7		1	75

ITEM NO.	PART NUMBER	MATERIAL	QTY.	Preço Unitário (euros)
201	Tampa suporte	Ferro fundido Cinzento	1	33
202	Roda Z18	AISI 1045	1	65
203	Sem fim	AISI 1045	1	65
204	Motor DC mesa	Alumínio Fundido	1	200
205	Anel as 2035		1	0,8
206	SKF - AXK 2035 - 24,DE,AC,24		1	3,35

ITEM NO.	PART NUMBER	MATERIAL	QTY.	Preço Unitário (euros)
401	Cárter avanço	Ferro fundido Cinzento	1	60
402	Ceio avanço	AISI 1045	1	35
403	Roda Z14	AISI 1045	1	65
404	Veio sem fim	AISI 1045	1	65
405	SKF - 16003 - 12,SI,NC,12_68		1	12,59
406	Embraiagem 440 08 (parte móvel)		1	170
407	SKF - 51103 - 12,SI,NC,12_68		1	19,28
408	Motor avanço	201.0-T43 Insulated Mold Casting (SS)	1	225
409	Embraiagem 440 08 (parte fixa)		1	
410	Roda coroa Z40	Bronze CB3	1	65
411	SKF - 61806 - 26,SI,NC,26_68		2	43,07
412	Anilha roda coroa	AISI 1045	1	20
413	Anilha tampa roda coroa	AISI 1045	1	20
414	Alavanca avanço	AISI 1010	1	20
415	SKF - 16006 - 14,SI,NC,14_68		2	17,96
416	Intercalar avanço	AISI 1045	1	20
417	B27.8M - 3DM1-30	Aço AISI 6160H	2	
418	Intercalar avanço2	AISI 1045	1	
419	Parallel key A4 x 4 x 20 DIN 6885	AISI 1045	1	20
420	B27.8M - 3DM1-17	Aço AISI 6160H	2	
421	Tampa avanço	Borracha	1	
422	Tampa avanço2	Borracha	1	
423	B18.3.1M - 6 x 1.0 x 16 Hex SHCS -- 16NHX		1	

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY	Preço Unitário (euros)
501	Variador AC	1	350
502	Transformador	1	40
503	Variador DC	2	191
504	Disjuntor	1	15
505	SW3dPS-rotary switch 541-0057-B	1	
506	Caixa eléctrica	1	15
507	Espelho quadro eléctrico	1	10
508	Comutador	2	10
509	Botão preto 3pos	1	5

ITEM NO.	PART NUMBER	MATERIAL	QTY.	Preço Unitário (euros)
601	Intercalar veio arvore	AISI 1045	1	
602	Freio DIN 471 -20 x1.2	Aço AISI 6160H	1	
603	22L075		1	
604	Anilha tampa	AISI 1045	2	
605	SKF - 16004 - 12,SI,NC,12 68		3	13,85
606	Engate fixo	AISI 12L13	2	35
607	36L100-FS36- 1,5H1L1.6875S1		1	
608	Engate móvel	AISI 12L13	1	35
609	Parallel key A6 x 6 x 45 DIN 6885	AISI 1045	1	
610	Dado	AISI 1045	1	
611	Garfo	AISI 1045	1	20
612	Tirante	AISI 1045	1	
613	Posicionador	AISI 1045	1	20
614	Manivela mudança		1	10
615	Intercalar veio árvore manual	AISI 1045	1	
616	Parallel key A4 x 4 x 20 DIN 6885	AISI 1045	2	
617	SKF 6004		1	9,31

Preços de venda ao Público:

- Preço FK (sem extras) = 3900 euros
- Preço FJV (avanço mecânico) = 6900 euros
- Preço FKV (sem extras) = 3626 euros (estimativa)
- Preço FKV (com extras) = 5437 euros (estimativa)

Notas:

1. Os preços indicados para as peças encomendadas, são os preços de tabela.
2. Os preços indicados para as peças fabricadas pela empresa, foram obtidos utilizando-se o número de horas de fabrico e o custo da mão-de-obra que a empresa cobra por cada hora de trabalho. É adicionado a este valor o preço de tabela da matéria-prima utilizada.

Anexo J

Existem documentos relacionados com este projecto, que serão entregues para avaliação, que não constam neste relatório. No CD que será entregue com o ficheiro em “pdf” deste relatório, terá igualmente os ficheiros em “SOLIDWORKS” de todas as peças que compõem a máquina, bem como o ficheiro com a máquina montada sem extras e com extras (3D e 2D). Todos os ficheiros electrónicos que serviram de consulta para este projecto iram constar nesse CD. Irá ser entregue o desenho de conjunto (2D) da furadora em papel A0.